



รายงานสหกิจศึกษาฉบับสมบูรณ์

การออกแบบเพลาขับอลูมิเนียมเพื่อป้องกันความเสียหาย ณ ความเร็ววิกฤติ

Aluminum Drive Shaft Design to Prevent Failure at Critical Speed

นายวิบูลย์เดชา มานิตร์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โครงการสหกิจศึกษา การออกแบบเพลลาขับอลูมิเนียมเพื่อป้องกันความเสียหาย ณ ความเร็ววิกฤต

ชื่อ-สกุล นักศึกษา นายวิบูลย์เดชา มานิตร์

คณะ วิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

ชื่อ-สกุลอาจารย์นิเทศ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร

ชื่อ-สกุลผู้นิเทศงาน นายอรรถพงษ์ ดันจันทร์พงศ์

สถานประกอบการ บริษัท ดาน่า สไปเซอร์ (ประเทศไทย) จำกัด

บทคัดย่อ

โครงการสหกิจศึกษานี้ เป็นการนำเสนอการออกแบบเพลลาขับ(Driveshaft) ซึ่งเป็นผลิตภัณฑ์ที่มีหน้าที่ในการส่งกำลังขับเคลื่อนจากห้องเครื่องยนต์ไปสู่ส่วนเพลลาขับท้าย โดยมีจุดมุ่งหมายเพื่อให้เพลลาขับไม่เกิดความเสียหายจากการสั่นพ้องเมื่อรถยนต์ขับเคลื่อนด้วยความเร็วสูงสุด เนื่องจากในโปรแกรมเพลลาขับ P60A รุ่น 1330 ซึ่งผลิตให้กับ Nissan Terra มีเพลลาขับท่อนเดียวดีไซน์หนึ่งที่ไม่สามารถใช้ชิ้นส่วนร่วมกับเพลลาขับอื่นในรุ่นเดียวกันได้ เพราะไม่ผ่านเกณฑ์การวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติเพื่อเพิ่มความแข็งแรงจึงต้องเพิ่มเส้นผ่านศูนย์กลางท่อให้มากขึ้น จาก 4.0 นิ้ว สู่ 4.5 นิ้ว เพื่อลดต้นทุนของบริษัทลงผู้ศึกษาจึงต้องออกแบบเพลลาขับดีไซน์ใหม่ ให้สามารถใช้ชิ้นส่วนร่วมกับดีไซน์อื่นได้ และผ่านมาตรฐาน ของ ดาน่า สไปเซอร์ โดยใช้สมการของความเร็ววิกฤติเพื่อย้อนกลับหาค่าความยาวของเพลลากลาง(Dog Bone)ที่เหมาะสม และออกแบบชิ้นส่วนอื่นได้แก่ Flange YokeและSlip Yoke ซึ่งได้รับผลกระทบจากความยาว เพลลากลางที่เปลี่ยนไป โดยการออกแบบจะใช้ร่วมกับการใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ผ่าน Software SOLIDWORKS Simulation เพื่อวิเคราะห์ความเสียหาย ที่อาจเกิดขึ้น แล้วนำมาปรับปรุงการออกแบบ ให้ผ่านข้อกำหนดของบริษัทและลดเนื้อวัสดุที่ไม่จำเป็นออกมากที่สุด โดยผลลัพธ์ที่ได้คือ ใต้เพลลาขับอลูมิเนียมซึ่งใช้ท่อขนาด 4 นิ้วและผ่านการวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติ โดยมี Safety Factor อยู่ที่ 25.26% ตามมาตรฐานและช่วยลดต้นทุนการผลิตลงปีละ 315,000 บาท

คำสำคัญ : ความเร็ววิกฤติ, เพลลาขับ, SOLIDWORKS Simulation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Cooperative Title: Aluminum Drive Shaft Design to Prevent Failure at Critical Speed

Student intern name: Wiboondechcha Manit

Faculty: Engineering **Department:** Mechanical Engineering

Advisor name: Asst. Prof. Dr. Monsak Pimsarn

Mentor Name: Mr. Attapong Tanchanpong

Company: Dana Spicer Company (Thailand) Ltd.

ABSTRACT

This cooperative education project focused on the design of the driveshaft, which is the product in transmission and powertrain system. The aim of ensuring that the driveshaft does not crash due to resonance when the car drives at the maximum speed. Since the P60A driveshaft program 1330 series, produced for the Nissan Terra, has a one-piece driveshaft, that cannot be used common parts with the same model because it did not meet the critical speed analysis criteria. To increase the strength of the driveshaft, therefore changed the shaft diameter from 4.0 inches to 4.5 inches. In order to reduce company costs, the researcher had to redesign this drive shaft. For common parts with other designs and passed the standard of Dana Spicer. By using the equation of critical speed to find the appropriate length of the middle shaft (Dog Bone) and designed other parts such as Flange Yoke and Slip Yoke which are affected by the changing of middle shaft length. The design is used the finite element method with Software SOLIDWORKS Simulation to analyze failure to improve the design and reduce unnecessary material. The results are getting aluminum drive shaft, which uses a 4-inch shaft and undergoes critical speed analysis, with a safety factor of 25.26% and reduces production costs by 315,000 baht per year.

Keyword: Critical Speed, Driveshaft, SOLIDWORKS Simulation

กิตติกรรมประกาศ

โครงการนี้สามารถสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีด้วยความกรุณาให้ความช่วยเหลือและการแนะนำจากอาจารย์และบุคลากรหลายท่านทางผู้จัดทำจึงขอขอบพระคุณอาจารย์และบุคลากรดังนี้

อาจารย์มนต์ศักดิ์ พิมสาร ซึ่งท่านได้ให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่าง ๆ อันเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในการทำโครงการสหกิจศึกษา อีกทั้งยังช่วยแก้ปัญหาต่างๆ ที่เกิดขึ้นระหว่างการดำเนินงานอีกด้วย

นายอรรถพงษ์ ดันจันทร์พงศ์ ผู้จัดการแผนกวิศวกรออกแบบ ในบริษัท ดาน่า สไปเซอร์ ลาดกระบัง สำหรับข้อแนะนำและความช่วยเหลือในทุกๆ ด้าน ในการดำเนินการทำโครงการสหกิจศึกษาในครั้งนี้

ขอขอบพระคุณ อาจารย์, บุคลากรในแผนกวิศวกรและในบริษัท ดาน่า สไปเซอร์ ที่ให้ความช่วยเหลือในการทำโครงการสหกิจให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี และมีส่วนร่วมกันนำเสนอแนวคิด คำแนะนำติชมในการดำเนินการของโครงการนี้ ตลอดระยะเวลาดำเนินโครงการ ขอขอบพระคุณ บริษัท ดาน่า สไปเซอร์ ที่ให้โอกาสได้เข้าไปร่วมฝึกงานภาคฤดูร้อนและปฏิบัติสหกิจศึกษา โดยอำนวยความสะดวกตลอดระยะเวลาการดำเนินการโครงการ และท้ายสุด ขอขอบพระคุณ บุคคลอื่น ๆ ที่ไม่ได้กล่าวนามในที่นี้ ซึ่งได้มีส่วนช่วยให้โครงการนี้ดำเนินการไปจนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

วิบูลย์เตชา มานิตร์

สารบัญ

บทคัดย่อ.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูปภาพ.....	VI
สารบัญตาราง.....	IX
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ.....	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ.....	2
1.4 แผนการดำเนินโครงการ.....	3
1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 แนวคิด และข้อมูลที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 ความเร็ววิกฤติ(Critical Speeds).....	4
2.2 ข้อต่อและเพลากลาง (Propeller shaft and Universal Joint).....	9
2.3 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	17
2.4 การล้า (Fatigue).....	25
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	31
3.1 ศึกษาและวิเคราะห์ปัญหาเนื่องจากการเปลี่ยนขนาดท่อ.....	31
3.1.1 พื้นฐานเกี่ยวกับเพลaprogram P60A.....	31
3.1.2 ปัญหาที่เกิดจากการเปลี่ยนขนาดท่ออลูมิเนียม.....	33
3.1.2.1 ชั้นส่วนที่ต้องเปลี่ยนตามขนาดของท่ออลูมิเนียม.....	33
3.1.2.2 ปัญหาที่พบ	34
3.2 การวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติ.....	35
3.2.1 การคำนวณค่าความเร็ววิกฤติ	35
3.2.2 วิธีการหาค่าความเร็ววิกฤติด้วยการ Simulation.....	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.3 เปรียบเทียบค่าความเร็ววิกฤติจากการคำนวณ และการSimulation.....	39
3.3 การออกแบบ Dog Bone	41
3.3.1 ข้อจำกัดของการออกแบบ Aluminum Dog Bone	41
3.3.2 การวิเคราะห์หาความยาวที่เหมาะสมของ Dog bone.....	45
3.3.3 วิเคราะห์และเปรียบเทียบค่าความเร็ววิกฤติกับค่าจริงจากการทดลอง	50
3.4 การจัดการระยะเพลลาบที่แตกต่างกัน.....	52
3.5 การออกแบบ Slip Yoke	54
3.6 การออกแบบ Flange Yoke	61
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน.....	68
4.1 ผลจากสหกิจศึกษา.....	68
4.2 ผลจากการออกแบบผลิตภัณฑ์ใหม่	68
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	70
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	70
5.2 ข้อเสนอแนะและปัญหาที่เกิดขึ้น.....	71
เอกสารอ้างอิง	72
ภาคผนวก.....	73

สารบัญรูปภาพ

ภาพที่ 1 แสดงตัวอย่างการโก่งตัวของเพลลาจากความเร็ววิกฤติ	5
ภาพที่ 2 สมการความเร็ววิกฤติของ Rayleigh.....	5
ภาพที่ 3 สมการความเร็ววิกฤติของ Dunkerley	5
ภาพที่ 4 การทดสอบความเร็ววิกฤติของเพลลาท่อนเดี่ยว	8
ภาพที่ 5 ผลการทดสอบความเร็ววิกฤติของเพลลาท่อนเดี่ยว	8
ภาพที่ 6 แสดงส่วนประกอบของเพลลากลางรถยนต์	9
ภาพที่ 7 แสดงส่วนประกอบของเพลลากลางรถยนต์	9
ภาพที่ 8 แสดงลักษณะส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบธรรมดา	10
ภาพที่ 9 แสดงลักษณะส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบกากบาทและลูกปืน	11
ภาพที่ 10 แสดงส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบใช้กับความเร็วกว้างที่แบบเบอร์ฟิล	12
ภาพที่ 11 แสดงส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบใช้กับความเร็วกว้างที่แบบแบบไทปอด	12
ภาพที่ 12 แสดงส่วนประกอบของข้อต่อเลื่อน	13
ภาพที่ 13 แสดงภาพลักษณะตุ๊กตาเพลลากลาง	13
ภาพที่ 14 แสดงลักษณะการเคลื่อนที่ของเพลลากลาง	14
ภาพที่ 15 แสดงเพลลากลางแบบท่อนเดี่ยวใช้ข้อต่ออ่อน 2 ตัว	15
ภาพที่ 16 แสดงเพลลากลางแบบ 2 ท่อน ใช้ข้อต่ออ่อน 3 ตัว	15
ภาพที่ 17 แสดงการหล่อลื่นข้อต่ออ่อนแบบกากบาท ด้วยจารบี	16
ภาพที่ 18 ภาพแสดงชิ้นส่วนประกอบย่อยของเพลลาท่อน Coupling Shaft และกระบวนการที่ใช้ประกอบ	18
ภาพที่ 19 ภาพแสดงลักษณะจุดต่อสองจุด เชื่อมกันด้วยขอบ (มี 2 จุดต่อ)	20
ภาพที่ 20 แสดงลักษณะพื้นฐานรูปร่างเอลิเมนต์ 2 มิติ	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพที่ 21 แสดงลักษณะพื้นฐานรูปร่างเอลิเมนต์ 3 มิติ.....	21
ภาพที่ 22 ผิวหน้าแตกหักจากการล้าของเพลาลูกกลิ้งไร้สนิม	26
ภาพที่ 23 Liberty Ship เสียหายด้วยกลไกการล้า	26
ภาพที่ 24 แผนภาพแสดงตำแหน่งของทั้งการขยายตัวรอยแตกจากการล้าภายใต้ความเค้นตาม แนวแกนทั้ง 3 ชั้นตอน	27
ภาพที่ 25 Fatigue loading cycle.....	28
ภาพที่ 26 S-N Curves ของโลหะกลุ่มเหล็กและนอกกลุ่มเหล็ก	29
ภาพที่ 27 แสดงเพลาชับในรุ่น 1330	31
ภาพที่ 28 จำนวน Variation ในรุ่น 1330	32
ภาพที่ 29 แสดงขนาดท่อที่แตกต่างกันในรุ่น 1330	32
ภาพที่ 30 ขนาดของชิ้นส่วนต่างๆ ในรุ่น 1330	32
ภาพที่ 31 ภาพแสดงชิ้นส่วนที่ต้องมีการออกแบบใหม่ของเพลาท่อน Drive Shaft.....	33
ภาพที่ 32 หน้าจอแสดงผลโปรแกรมวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติ	34
ภาพที่ 33 ตัวอย่างการโค้งงอของคาน	35
ภาพที่ 34 รูปท่อที่ใช้ในการทดสอบความเร็ววิกฤติ	37
ภาพที่ 35 การเลือกโหมดในการสร้างแบบจำลองในโปรแกรม Solidworks	37
ภาพที่ 36 การเลือกวัสดุในเพื่อ simulation โปรแกรม Solidworks.....	38
ภาพที่ 37 การเลือกการยึดจับในภาพที่ เพื่อ simulation โปรแกรม Solidworks	38
ภาพที่ 38 ค่าความเร็ววิกฤติจาก simulation โปรแกรม Solidworks	39
ภาพที่ 39 กราฟแนวโน้มแสดงค่าความเร็ววิกฤติจากการคำนวณและการSimulation.....	41
ภาพที่ 40 ตัวแปรที่มีผลต่อความเร็ววิกฤติ.....	42
ภาพที่ 41 จุดเชื่อมเพลาลูกกลิ้งนิยาม.....	43

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพที่ 42 ขนาดของ Tube Yoke เพลลา 4.5 นิ้ว.....	44
ภาพที่ 43 ระยะต่างๆ ของเพลลาท่อนเดี่ยว	45
ภาพที่ 44 การเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ	47
ภาพที่ 45 การเปลี่ยนความยาวของ Dog Bone	48
ภาพที่ 46 ความเร็ววิกฤติของ Dog Bone ใหม่จากการ Simulation.....	49
ภาพที่ 47 มุมใต้ท้องรถยนต์ของเพลลา 4.5 นิ้ว.....	53
ภาพที่ 48 มุมของเพลลาขั้วที่วางตัวใต้ท้องรถยนต์	53
ภาพที่ 49 Slip Yoke เดิมที่ใช้เป็นพื้นฐานในการออกแบบ.....	54
ภาพที่ 50 เปรียบเทียบ Slip Yoke ยึดหูแบบตรง ทำมุม และต้นแบบ	55
ภาพที่ 51 เลือกโหมด simulation แบบ Static	56
ภาพที่ 52 สร้างคลังเก็บคุณสมบัติวัสดุเพื่อ simulation.....	56
ภาพที่ 53 Slip Yoke ที่ทำการเมชแล้ว	57
ภาพที่ 54 ผลจากการ simulation แบบ Static	57
ภาพที่ 55 เลือกโหมด simulation แบบ Fatigue	58
ภาพที่ 56 กำหนดจำนวนรอบในการทดสอบ Fatigue	58
ภาพที่ 57 ผลการทดสอบ Fatigue.....	59
ภาพที่ 58 SY ที่ทำการยึดหูออก	60
ภาพที่ 59 เลือกจุดที่วัด Stress	61
ภาพที่ 60 Flange Yoke ต้นแบบ	62
ภาพที่ 61 ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อการออกแบบ	64
ภาพที่ 62 มุมของหูFY	64

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพที่ 63 รัศมีความโค้งท้อง FY	65
ภาพที่ 64 รัศมี fillet ที่ติดกับส่วนหูFY	66
ภาพที่ 65 ผลการทดสอบของ Flange Yoke ใหม่	67
ภาพที่ 66 Raw Material ที่ต้องออกแบบเพิ่มเติมเพื่อเสนอราคา	68



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ 1 ตารางความเร็ววิกฤติ	7
ตารางที่ 2 เปรียบเทียบความเร็ววิกฤติจากการคำนวณและการSimulation.....	40
ตารางที่ 3 ระยะต่างๆของเพลลา 4.5 นิ้ว	44
ตารางที่ 4 เปรียบเทียบค่าจากการยกเลิกเพลลารุ่น 1330 Variation 3.....	46
ตารางที่ 5 เปรียบเทียบค่าจากการลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา	47
ตารางที่ 6 เปรียบเทียบค่าจากการลดขนาดความยาว Dog Bone.....	48
ตารางที่ 7 เปรียบเทียบค่าความเร็ววิกฤติจากแหล่งต่างๆ	51
ตารางที่ 8 แสดงการจัดสรรความยาวเพลลาใหม่	53
ตารางที่ 10 Stress จากการวิเคราะห์ Mesh	61
ตารางที่ 11 ผลของมุมหู FY ที่มีผลต่อ Stress	65
ตารางที่ 12 ผลของ Curve Radius FY ที่มีผลต่อ Stress.....	65
ตารางที่ 13 ผลของHole raduis FY ที่มีผลต่อ Stress.....	67
ตารางที่ 14 ผลการทดสอบความล้าFlange Yoke	67
ตารางที่ 15 น้ำหนักของวัสดุดิบที่เกิดการเปลี่ยนแปลง	69

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

บริษัท ดาน่า สไปเซอร์ (ประเทศไทย) จำกัด เป็นผู้ผลิตและจำหน่ายเพลลา (ระยอง) และเพลลาขับ (ลาดกระบัง) สำหรับอุตสาหกรรมยานยนต์เช่นรถยนต์นั่ง รถบรรทุกขนาดเล็กและรถยนต์เพื่อการพาณิชย์ Dana Spicer ยังมีโรงงานผลิตเกียร์ยานยนต์ขนาดเล็กในจังหวัดระยอง เป็นบริษัทผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ให้กับลูกค้าทั้งภายในและต่างประเทศ ปัจจุบันดาน่ามีโรงงานผลิต 4 แห่งในประเทศไทย

โรงงานผลิต ดาน่า สไปเซอร์ ในประเทศไทย มีดังนี้

○ Ladkrabang (Bangkok): Propshaft machining and assembly

○ Rayong (ESIE): Axle assembly

○ Rayong (ESIE): Differential carrier and case machining; tube machining and bracket

welding

○ Rayong (ESIE): H3-Axis hypoid gear manufacturing

โดยดาน่า สไปเซอร์ นิคมอุตสาหกรรมลาดกระบัง เป็นโรงงานผลิตและประกอบเพลลาของรถยนต์ทั้งเพลลาหน้าและเพลลากลาง ซึ่งก่อตั้งในปี 1992 ดาน่า สไปเซอร์ ดำเนินธุรกิจในประเทศไทย ด้วยความเชี่ยวชาญด้านเทคนิคในการผลิตชิ้นส่วนประกอบรถยนต์ที่มีมาตรฐานระดับโลกให้แก่ลูกค้ารถยนต์ขนาดกลางในประเทศ นอกจากนี้ ผลิตภัณฑ์ของบริษัทยังช่วยเพิ่มสมรรถนะสูงสุด ประหยัดน้ำมัน และเสริมความทนทานให้กับรถยนต์ขนาดกลางให้กับผู้ผลิตรถยนต์ในปัจจุบัน โดยนำเสนอเทคโนโลยีระบบขับเคลื่อนแบบครบวงจร ออกแบบมาเพื่อให้เหมาะกับระบบส่งกำลังรถยนต์ เพื่อความทนทานและเที่ยงตรงสูงสุด

ในปัจจุบันนั้น ดาน่าลาดกระบังมีลูกค้าอยู่ 2 กลุ่มด้วยกันคือ กลุ่มรถเชิงพาณิชย์แบบ Volvo และกลุ่มรถทั่วไป เช่น Nissan และ Ford motor ในตอนนี้บริษัทได้ผลิตเพลลาขับให้ฟอร์ด 3 รุ่นด้วยกัน P60A X60A P32R แต่ในปีนี้ โครงการ VAVE ลดต้นทุนของ Nissan ไม่เกิดขึ้นเลย ทางแผนกจึงมีความคิดเกี่ยวกับโครงการลดต้นทุนด้วยการเปลี่ยนเพลลาขับ ท่อเดียวของโปรแกรม P60A มาเป็นแบบเดียวกันเพื่อลดความยุ่งยากและต้นทุน

เนื่องจากการลดการผลิตของเพลลาขับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 4.5 นิ้ว และมีการหาผู้ผลิตรายใหม่ รวมทั้งต้องการลดต้นทุนของการผลิตเพลลาขับในโปรเจก VAVE ให้กับลูกค้า ในที่นี้คือ Nissan นอกจากนี้ยังมีปัญหาการแตก ของ Tube Yoke แบบพิเศษ ที่สร้างขึ้นเพื่อเพลลา 4.5 นิ้ว ดังนั้นทางบริษัทจึงมีความต้องการที่จะเปลี่ยนขนาดเพลลาขับ 4.5 นิ้วมาใช้ท่อขนาดเดียวกับ Variation อื่นใน series P60A รุ่นเดียวกัน คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 4 นิ้ว แต่เมื่อป้อนข้อมูลเข้าสู่โปรแกรม Dana Critical Speed

Analysis พบว่าค่าความปลอดภัยของเพลลาซึบนี้ไม่ผ่านมาตรฐาน Safety Factor ไม่ถึง 25%จึงไม่สามารถเปลี่ยนขนาดท่อได้ทันที

ดังนั้นผู้จัดทำจึงเข้ามามีส่วนร่วมในโครงการด้วยการเข้ามาศึกษาผลของความเร็ววิกฤติและออกแบบชิ้นส่วนของเพลลาซึบ ให้สามารถรองรับความเร็ววิกฤติได้ตามมาตรฐานของบริษัท

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.2.1 ศึกษาการการออกแบบผลิตภัณฑ์และชิ้นส่วนรถยนต์ด้วยโปรแกรมเขียนแบบ Solidworks
- 1.2.2 ลดต้นทุนในการผลิตเพลลาซึบอลูมิเนียม P60A ขนาดท่อ 4.5 นิ้ว
- 1.2.3 ลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาซึบส่วนท่อจาก 4.5 นิ้ว สู่ 4.0 นิ้ว เพื่อให้สามารถใช้ท่อจากรุ่น P60A ปัจจุบันมาใช้ทดแทนได้
- 1.2.4 ออกแบบเพลลาซึบเพื่อป้องกันการเสียหาย ณ ความเร็ววิกฤติ
- 1.2.5 นำระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มาประยุกต์ใช้เป็นเครื่องมือสำหรับคาดการณ์การเกิดความเสียหายในการออกแบบชิ้นส่วนเพลลาซึบ

1.3 ขอบเขตของโครงการ

- 1.3.1 ศึกษาปัญหาด้านความเร็ววิกฤติซึ่งส่งผลให้เพลลาซึบเสียหายขณะขับเคลื่อนเพื่อนำไปออกแบบเพลลาซึบและชิ้นส่วน โดยเปรียบเทียบจากสมการมาตรฐาน และสมการของบริษัท รวมถึงการ simulation ด้วยโปรแกรม
- 1.3.2 ออกแบบส่วน Dog bone เพื่อให้ท่ออลูมิเนียมสามารถใช้ได้ในความเร็ววิกฤติ ซึ่งมากกว่าความเร็วสูงสุดของเพลลาซึบ 1.25 เท่าหรือมากกว่า ได้ตามมาตรฐาน ดาน่า สไปเซอร์
- 1.3.3 จำลองความเสียหายที่เกิดขึ้นที่ Dog bone ณ ความเร็ววิกฤติ ด้วยการ simulation โดยโปรแกรม Solidworks เพื่อนำมาใช้ปรับปรุงการออกแบบ
- 1.3.4 ออกแบบชิ้นส่วนอื่นของเพลลาซึบที่ได้รับผลจากการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่ออลูมิเนียม ตามมาตรฐาน ดาน่า สไปเซอร์และข้อเรียกร้องจากลูกค้า
- 1.3.5 นำระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อพิจารณาความเสียหายและใช้ในการปรับแก้ การออกแบบของชิ้นส่วนให้เกิดความเหมาะสม ให้สามารถรองรับความล้าได้ตามมาตรฐาน
- 1.3.7 การออกแบบชิ้นส่วนใดๆ ต้องไม่ทำให้น้ำหนักโดยรวมของเพลลาซึบเพิ่มขึ้นจากเดิมและมีการลดต้นทุนจากเพลลาซึบ P60A รุ่นเก่า
- 1.3.8 เขียนแบบ 2D ของชิ้นส่วนที่ออกแบบและส่งแบบ 2D ให้ฝ่ายจัดซื้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 แผนการดำเนินโครงการ

รายการ	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.
1.ศึกษาและวิเคราะห์ข้อมูลของเพลลาขับ P60A	←→			
2.ศึกษาการวิธีการออกแบบชิ้นส่วนด้วยโปรแกรม Solidworks	←→			
3.ศึกษาทฤษฎีเกี่ยวกับความเร็ววิกฤติ และความรู้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	←→	←→		
4.วิเคราะห์ความเร็ววิกฤติ และออกแบบ Dog bone เพลลาขับซึ่งสามารถรองรับความเร็ววิกฤติได้		←→		
5.ออกแบบ Slip Yoke และใช้การ simulation เพื่อทำนายความเสียหายและนำมาปรับปรุงการออกแบบ			←→	
6.ออกแบบ Flange Yoke และใช้การ simulation เพื่อทำนายความเสียหายและนำมาปรับปรุงการออกแบบ				←→
7.ปรับปรุงค่าจากการ simulation ให้ใกล้เคียงกับค่าจริง		←		→
8.เขียนแบบ 2D ของชิ้นส่วนที่ออกแบบ			←	→
9.สรุปผลการออกแบบและส่งแบบ 2D ให้ฝ่ายจัดซื้อขอเอกสารเสนอราคาจากผู้ผลิต				←→

1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.5.1 เรียนรู้หน้าที่ กระบวนการการทำงาน ของ วิศวกรฝ่ายออกแบบ
- 1.5.2 ได้รับความรู้เกี่ยวกับเพลลาขับ กระบวนการผลิต การออกแบบเพลลาขับ การประสานงานกับลูกค้าและแผนกต่างๆภายในโรงงาน
- 1.5.3 เรียนรู้การออกแบบตารางการทำงานและควบคุมเวลาในการทำงานให้เป็นไปตามแผนที่วางไว้
- 1.5.4 เรียนรู้เกี่ยวกับการออกแบบชิ้นส่วน 3D และการใช้โปรแกรมออกแบบ
- 1.5.5 ได้รับความรู้เกี่ยวกับความเร็ววิกฤติของเพลลา
- 1.5.6 เรียนรู้การประยุกต์ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการทำแบบจำลองความเสียหายโดยใช้โปรแกรม Solidworks ในการ simulation ได้
- 1.5.7 สามารถออกแบบเพลลาขับอลูมิเนียมเพื่อป้องกันความเสียหายจากจุดวิกฤติได้
- 1.6.8 สามารถออกแบบชิ้นส่วนเพลลาขับอลูมิเนียม ซึ่งสามารถลดต้นทุนการผลิตได้เมื่อเทียบกับ P60A รุ่นก่อนหน้า และน้ำหนักไม่มีการเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

แนวคิด และข้อมูลที่เกี่ยวข้อง

2.1 ความเร็ววิกฤติ (Critical Speeds)

ความเร็ววิกฤติ (Critical Speed) หมายถึง การสั่นตัวของเพลานั่นเป็นผลเนื่องจากความเร็วรอบของเพลาระหว่างใช้งาน มีค่าเท่ากับความเร็วธรรมชาติของเพลานั่นเพลานั้นจะสั่นอย่างรุนแรงทำให้เกิดการเสียหายได้มากที่สุด ในการออกแบบเครื่องจักรกลที่หมุนด้วยความเร็วรอบสูงๆ ต้องออกแบบให้มีค่าความแกร่งมาก

เพลานี้เกิดการหมุนแม้จะไม่มีโหลดภายนอกมากกระทำ ก็ยังเกิดการโค้งงอ ระหว่างการหมุนด้วยมวลที่ไม่สมดุลของวัตถุที่กำลังหมุน ทำให้เกิดการโก่งตัวซึ่งจะสร้างการสั่นพ้องที่ความเร็วบางระดับหรือที่รู้จักกันในชื่อความเร็ววิกฤติ ขนาดของการโก่งตัวของเพลานี้ขึ้นอยู่กับสิ่งต่อไปนี้:

- (a) ความเหนียวของเพลานี้ (Stiffness) และส่วนรองรับ
- (b) มวลรวมของเพลานี้และชิ้นส่วนยึดติดกับเพลานี้
- (c) ความไม่สมดุลของมวลที่เทียบกับแกนการหมุน
- (d) ขนาดของ damping โดยรวมในระบบ

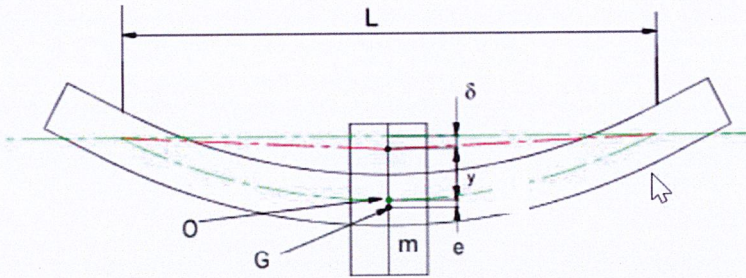
โดยทั่วไปจำเป็นต้องคำนวณความเร็ววิกฤติของเพลานี้เช่นเพลานี้เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาเกี่ยวกับเสียงรบกวนและการสั่นสะเทือน

ความเร็ววิกฤตินี้ขึ้นอยู่กับขนาดและตำแหน่งของความไม่สมดุลของเพลานี้ ความยาวของเพลานี้ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเพลานี้ และส่วนรองรับเช่น แบร์ริง ผู้เชี่ยวชาญหลายคนแนะนำว่า ทางที่ดีว่าความเร็วสูงสุดของเครื่องจักรนั้นในการทำงานไม่ควรเกิน 75% ของความเร็ววิกฤติ อย่างไรก็ตามมีบางกรณีที่ต้องการความเร็วสูงกว่าความเร็ววิกฤติเพื่อให้ทำงานได้อย่างถูกต้อง ในกรณีดังกล่าวเป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องเร่งเพลานี้ผ่านความเร็วธรรมชาติแรกอย่างรวดเร็วเพื่อไม่ให้เกิดการโก่งตัวมาก

การคำนวณความเร็วการหมุนวิกฤติ

มีสองวิธีหลักที่ใช้ในการคำนวณความเร็วสำคัญเป็นวิธีการ Rayleigh – Ritz และวิธีของ Dunkerley ทั้งสองคำนวณการประมาณความเร็วธรรมชาติแรกของการสั่นสะเทือนซึ่งคาดว่าจะเท่ากับความเร็วการหมุนวิกฤติ

สูตรการคำนวณ



ภาพที่ 1 แสดงตัวอย่างการโก่งตัวของเพลลาจากความเร็ววิกฤติ

• วิธีการของ Rayleigh – Ritz

↗ Critical Speed of a Rotating Shaft - Rayleigh-Ritz method

$$N_C = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}}$$

Variables

- N_C critical speed(r.p.m.) (1/s)
- π pi
- g Standard gravity
- δ_{st} vertical static deflection of the shaft when placed horizontally (m)

ภาพที่ 2 สมการความเร็ววิกฤติของ Rayleigh

• วิธีการของ Dunkerley

↗ Critical Speed of a Rotating Shaft - Dunkerley's method

$$N = 94.251 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot L^3}}$$

Variables

- N critical speed(r.p.m.) (1/s)
- E young's modulus (pascal)
- I Second moment of area (m⁴)
- m mass of the shaft (kg)
- L length of the shaft between points (m)

ภาพที่ 3 สมการความเร็ววิกฤติของ Dunkerley

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพิสูจน์สูตรของ Dunkerley

เนื่องจากสมการของ Dunkerley นั้นได้ใช้ทั้งในหนังสือเรียนและเป็นสูตรมาตรฐาน สำหรับการคำนวณความเร็ววิกฤติของ ดาน่า ลาดกระบัง จึงจำเป็นต้องแปลงสูตรให้ง่ายขึ้นเพื่อใช้งานในบทต่อไป

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot L^3}}$$

$$I_{\text{Hollow}} = \frac{\pi \cdot (D_o^4 - D_i^4)}{64}$$

$$m = \rho AL$$

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D_o^4 - D_i^4)}{64}}{\rho AL \cdot L^3}}$$

$$A = \frac{\pi \cdot (D_o^2 - D_i^2)}{16}$$

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D_o^4 - D_i^4)}{64}}{\rho \cdot L^4 \cdot \frac{\pi \cdot (D_o^2 - D_i^2)}{16}}}$$

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot (D_o^2 + D_i^2)}{16\rho \cdot L^4}} \quad (1)$$

- E Material Modus of elasticity
- D_o Outer Diameter of Shaft
- D_i Inner Diameter of Shaft
- ρ Material Density
- L Shaft Length (Joint Center to Joint Center)
- I Second moment of inertia
- m Mass of shaft
- A Section area of hollow shaft

ดังนั้นในรายงานฉบับนี้เราจะใช้สมการที่ (1) เสมอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

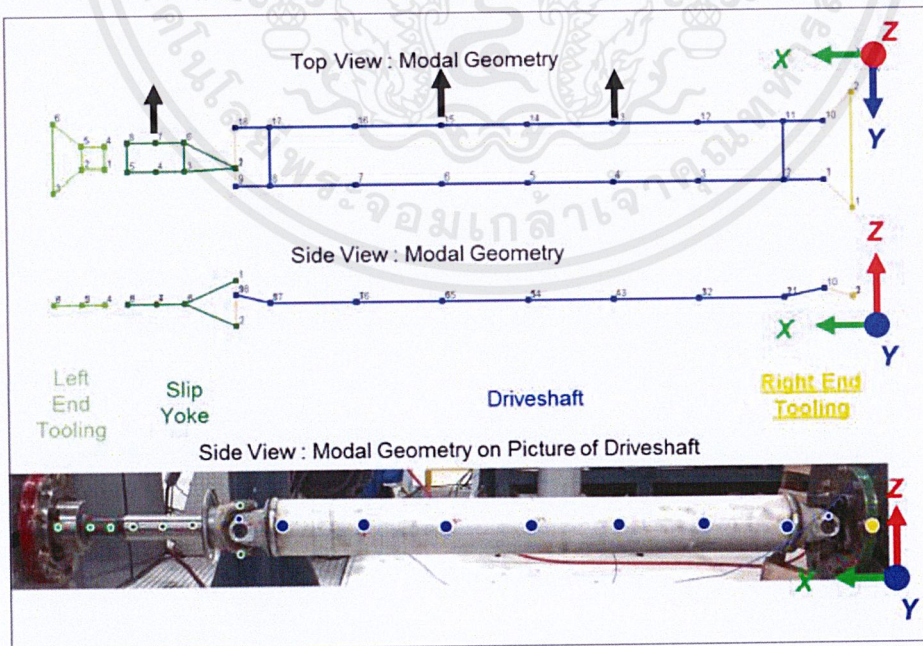
แต่ในปัจจุบันที่ได้นำใช้หาความเร็ววิกฤตินั้นล้วนมาจากตารางทดลองจริงที่นำเพลลาไปหมุนด้วยความเร็วจนพบความเร็ววิกฤติ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างระยะช่วงพอร์ทกับขนาดของท่อดังตารางด้านล่าง

Size	2015	2020	2025	2030	2035	2035	2040	2040	2045	2045	2047	2050	2055	2060	2065
Tube	63.5 x 2.4	76.2 x 2.4	89 x 2.4	90 x 3	85 x 5	100 x 3	100 x 4.5	120 x 3	110 x 5	120 x 4	120 x 5	120 x 5	120 x 6	130 x 6	142 x 6
L1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1	πP1
1000															
1100	6000														
1200	5250	6000													
1300	4550	5300	6000	6000	5600		5000								
1400	4000	4700	5350	5350	4950	5600	4750		4700						
1500	3500	4150	4800	4750	4400	5150	4400		4650						
1600	3100	3700	4250	4250	3950	4650	4050	5000	4300						
1700	2800	3300	3850	3850	3550	4200	3700	4900	4000	4700	4700		4500		
1800	2500	3000	3450	3200	3800	3400	4450	3700	4450	4450	4500	4400			
1900	2250	2700	3150	3150	2900	3450	3150	4100	3400	4050	4050	4050	4000	4100	
2000	2050	2450	2850	2850	2650	3150	2900	3750	3150	3700	3700	3700	3650	3900	
2100	1850	2200	2600	2600	2400	2850	2650	3400	2900	3400	3400	3400	3350	3600	3900
2200	1700	2050	2350	2350	2200	2600	2450	3150	2700	3100	3100	3100	3100	3300	3600
2300	1550	1850	2150	2200	2000	2400	2300	2900	2500	2850	2850	2850	2850	3050	3300
2400	1400	1700	2000	2000	1850	2200	2100	2650	2300	2650	2650	2650	2600	2800	3050
2500	1300	1600	1850	1850	1700	2050	1950	2450	2150	2450	2450	2450	2400	2600	2850
2600	1200	1450	1700	1700	1600	1900	1800	2300	2000	2250	2250	2250	2200	2400	2650
2700	1100	1350	1600	1600	1500	1750	1700	2150	1850	2100	2100	2100	2100	2250	2450
2800	1050	1250	1500	1500	1350	1650	1600	2000	1750	1950	1950	1950	1950	2100	2300
2900	950	1150	1400	1400	1300	1550	1500	1850	1650	1850	1850	1850	1800	1950	2150
3000	900	1100	1300	1300	1200	1450	1400	1750	1550	1700	1700	1700	1700	1850	2000

ตารางที่ 1 ตารางความเร็ววิกฤติ

การทดสอบความเร็ววิกฤติ

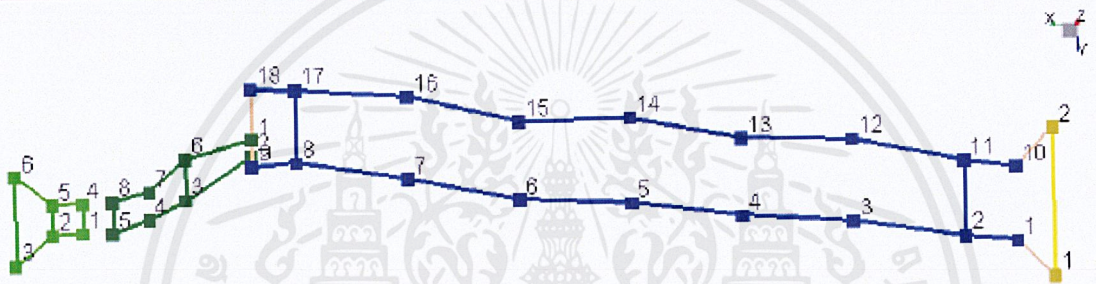
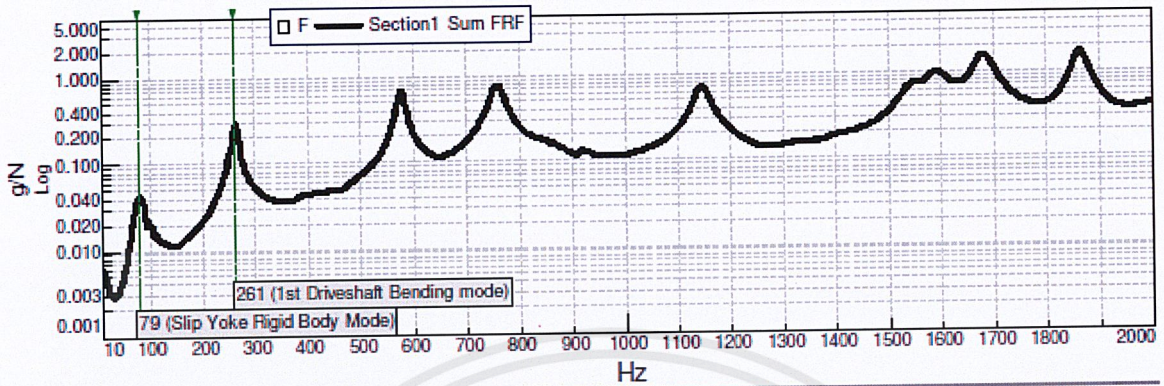
การทดสอบแบบ Modal Test ดำเนินการโดยการติดตั้งเพลลาขับในเครื่องทดสอบความแข็งแรงแบบรอบคงที่ ทดสอบที่ศูนย์เทคนิค Dana Maumei โดนการพิกัดด้านหนึ่งของเพลลาขับ แรงบิดคงที่ประมาณ 50 Nm ถูกนำไปใช้กับเพลลาขับ เพื่อลดความหลวมในข้อต่อ



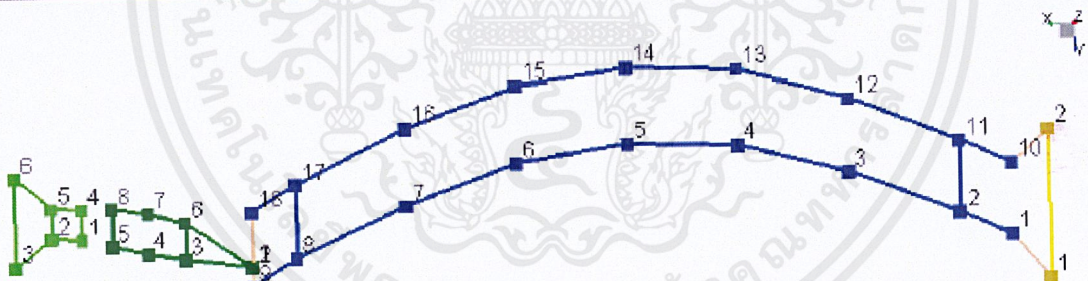
ภาพที่ 4 การทดสอบความเร็ววิกฤติของเพลลาที่อ่อนเดียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยจุดสีฟ้าที่เห็นคือ accelerometers คือ เครื่องวัดความเร่ง ของการเคลื่อนที่ของวัตถุ



Mode 1 : 79.7856 Hz, 6.15 % Rigid Body Mode of Slip Yoke



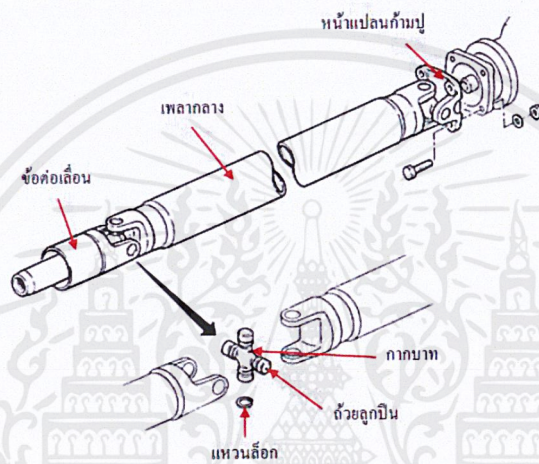
ภาพที่ 5 ผลการทดสอบความเร็ววิกฤติของเพลาท่อนเดียว

จากภาพแสดงให้เห็นถึงความธรรมชาติแรกของทั้งเพล่าซึ่งไม่ได้ทำให้เพล่าขยับในภาพบน ส่วนภาพล่างเกิดจากความถี่ธรรมชาติภายในตัวของท่อเอง จากกราฟจะเห็นความเร็ววิกฤติอยู่ที่ 261 Hz

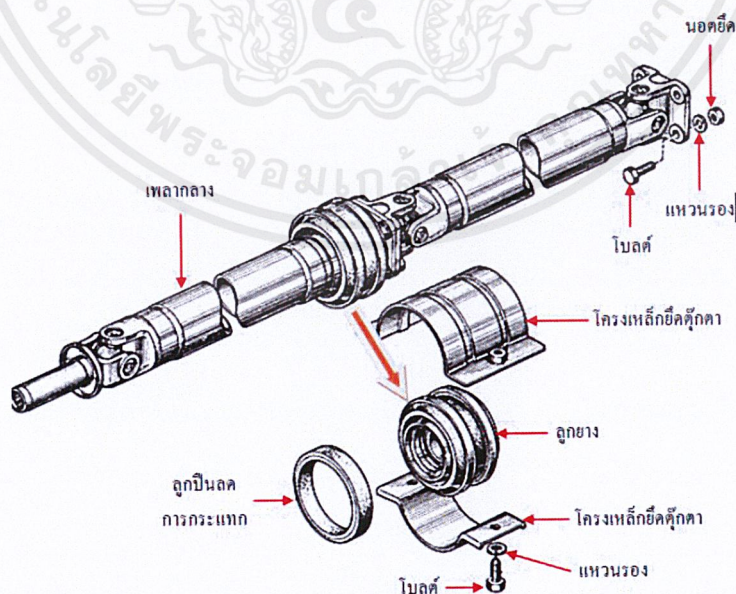
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 ข้อต่อและเพลากลาง (Propeller shaft and Universal Joint)

เพลากลางจะใช้กับรถยนต์ที่มีระบบขับเคลื่อนล้อหลัง ขับเคลื่อน 4 ล้อ เพลากลางจะส่งกำลังจากเครื่องยนต์และกระปุกเกียร์ไปยังเฟืองท้ายและเพลาท้าย เพื่อขับเคลื่อนที่ ในส่วนนี้จะอธิบายถึงส่วนประกอบ หลักการทำงาน เพลากลาง (Propeller shaft) ข้อต่ออู่น (Universal Joint) และข้อต่อเลื่อน (Sleeve Joint) ดังนั้นนักเรียนจะต้องศึกษาให้เข้าใจถึงหลักการของข้อต่อและเพลากลาง เพื่อจะได้นำความรู้ไปปฏิบัติงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ



ภาพที่ 6 แสดงส่วนประกอบของเพลากลางรถยนต์



ภาพที่ 7 แสดงส่วนประกอบของเพลากลางรถยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนประกอบของเพลากลาง

1. เพลากลาง (Propeller Shaft)

โดยทั่ว ๆ ไปเพลากลางจะหามาจากท่อเหล็กกล้าคาร์บอนกลม ภายในจะกลวง ที่ปลายแต่ละด้านจะเชื่อมเหล็กที่มีลักษณะเหมือนก้ามปูหรือรูปตัวซีไว้ ซึ่งก้ามปูมีไว้สำหรับต่อเพลาสองท่อนหรือมากกว่าเข้าด้วยกันเพลากลางต้องมีน้ำหนักเบา มีความแข็งแรงสูง และสมดุล ถ้าเพลากลางไม่สมดุล ในขณะที่หมุนหรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงจะทำให้เกิดการแกว่งและสั่นสะเทือน ส่งผลให้ลูกปืนของกระปุกเกียร์และเฟืองท้ายเสียหายก่อนกำหนด

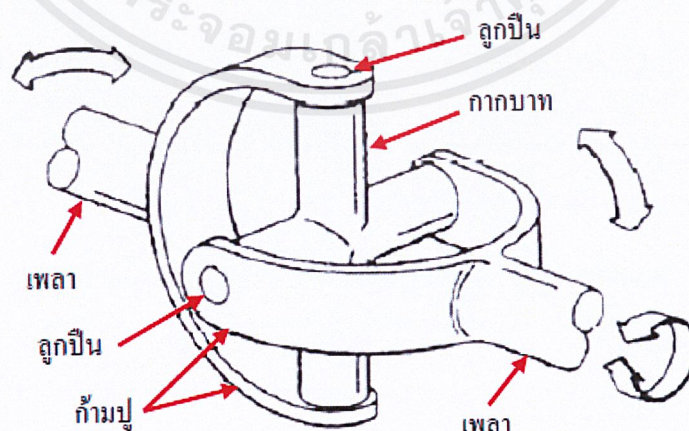
2. ข้อต่ออ่อน (Universal Joint)

ข้อต่ออ่อนเป็นส่วนประกอบของเพลากลาง ทำหน้าที่การเปลี่ยนแปลงความเร็วเชิงมุมของเพลากลางในขณะที่เพลากลางถ่ายทอดกำลังงานจากกระปุกเกียร์ไปยังเฟืองท้าย เนื่องจากในขณะที่ล้อรถยนต์เคลื่อนที่ขึ้น-ลง เพลากลางจะต้องปรับเปลี่ยนมุมตามสภาพของพื้น

ข้อต่อ (Universal Joint)

ข้อต่อเป็นส่วนประกอบหนึ่งของเพลากลาง เพราะว่าเครื่องยนต์กับกระปุกเกียร์ไม่ได้อยู่ในระดับเดียวกันกับเฟืองท้าย ดังนั้นการส่งกำลังจากกระปุกเกียร์ไปยังเฟืองท้าย จึงจำเป็นต้องใช้ ข้อต่อ โดยส่วนใหญ่มักจะเรียกข้อต่อว่าข้อต่ออ่อน

ข้อต่ออ่อนแบบธรรมดาจะประกอบด้วยชิ้นส่วนที่สำคัญ 2 ส่วนคือ ก้ามปู 2 ตัว (Two – Yoke) กากบาท (Cross) หรือสไปเดอร์ (Spider)



ภาพที่ 8 แสดงลักษณะส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบธรรมดา

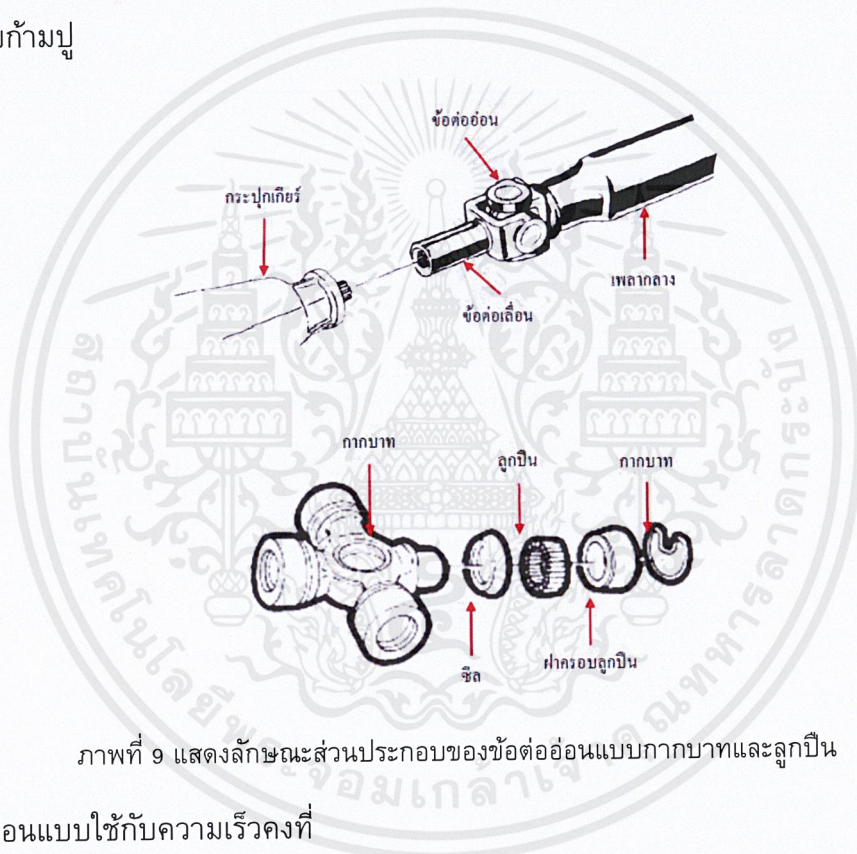
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของข้อต่ออ่อนโดยทั่วไปสามารถแบ่งออกได้ 2 ชนิดคือ

1. ข้อต่ออ่อนแบบกากบาทหรือแบบถ้วยลูกปืนแข็ง

ข้อต่ออ่อนแบบนี้นิยมใช้กันมากซึ่งจะประกอบด้วยก้ามปู 2 ตัว ยึดติดอยู่กับเพลากลาง

1 ตัว และเพลากลางของกระปุกเกียร์ 1 ตัว ซึ่งจะมีกากบาท เป็นตัวที่ทำหน้าที่ ในการส่งกำลัง โดยมีลูกปืนเข็ม ทำหน้าที่ เป็นตัวช่วยลดแรงเสียดทานและช่วยให้ลูกปืนทั้งชุดทำงานได้ราบเรียบ ซึ่งหล่อลื่นด้วยจาระบี ที่ปลายของกากบาทจะทำเป็นเดือยสวมพอดีกับลูกปืนเข็ม ฝาครอบลูกปืนจะถูกล็อกด้วยแหวนล็อกให้ติดกับก้ามปู

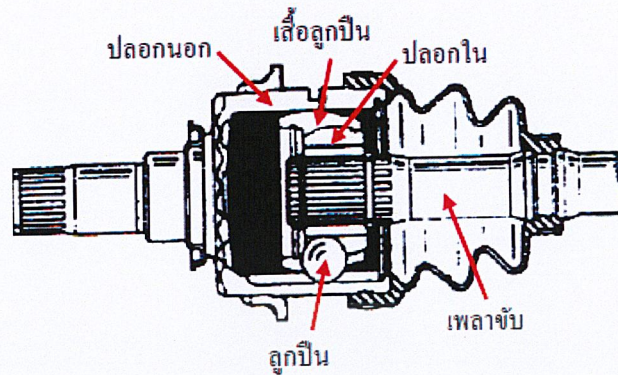


ภาพที่ 9 แสดงลักษณะส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบกากบาทและลูกปืน

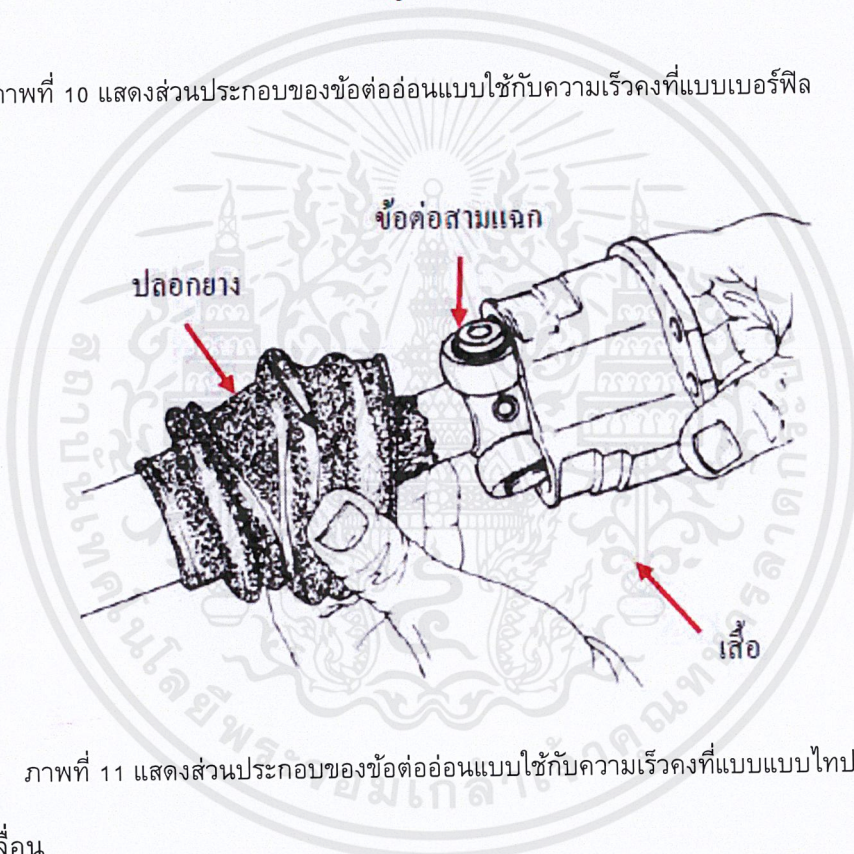
2. ข้อต่ออ่อนแบบใช้กับความเร็วจังหวะ

ข้อต่ออ่อนแบบใช้กับความเร็วจังหวะ เป็นข้อต่ออ่อนแบบที่ใช้ลูกปืนกลมกลิ้งอยู่ภายใน

ร่องโค้งของเสื้อ ซึ่งจะทำหน้าที่สัมผัสกับการส่งกำลังด้วยการขจัดตัวอยู่ระหว่างร่องโค้งของเสื้อหรือปลอกข้อต่อกับร่องโค้งของแกนข้อต่อ โดยจะสามารถเคลื่อนที่ไปมาได้ตามร่องของส่วนโค้งซึ่งลูกปืนเป็นตัวบังคับให้ลูกปืนเคลื่อนที่อย่างสมดุลกับทิศทางที่ข้อต่อหมุนไปในลักษณะเป็นแนวตรงหรือเป็นแนวเอียง เมื่อมุมของการส่งกำลังมีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งเป็นข้อต่ออ่อนอีกแบบหนึ่งที่มีการส่งกำลังที่หน้าแปลนของตัวข้อต่อกับเพลากลางซึ่งจะทำมุมเอียงได้อย่างสม่ำเสมอ



ภาพที่ 10 แสดงส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบใช้กับความเร็วคงที่แบบเบอร์ฟิล



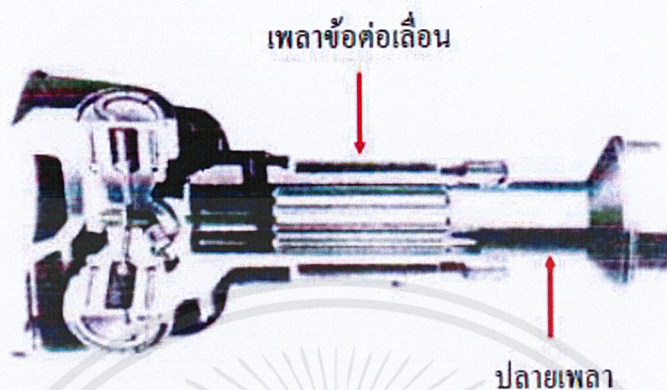
ภาพที่ 11 แสดงส่วนประกอบของข้อต่ออ่อนแบบใช้กับความเร็วคงที่แบบแบบไทปอด

3. ข้อต่อเลื่อน

ข้อต่อเลื่อน (Sleeve yoke) ทำหน้าที่ เป็นตัวทำให้เพลากลางสั้นลงหรือยาวขึ้นตามสภาวะการเปลี่ยนแปลงของเพลากลาง ซึ่งเพลากลางทั้งสองจะหมุนไปด้วยกัน และยอมให้เพลทั้งสองตัวเลื่อนไปตามยาวซึ่งกันและกันได้

ข้อต่อเลื่อน (Sleeve yoke) เป็นวิธีการหนึ่งของการปรับระยะความยาวหรือสั้นของเพลากลาง ในขณะที่ระดับการเคลื่อนที่ของเพลากลางเปลี่ยนแปลงสัมพันธ์กับเฟืองท้ายตามสภาพของพื้นถนนและ

โหนดของรถยนต์ ขั้วต่อเลื่อนถูกออกแบบให้เพลลาของขั้วต่อเลื่อนเซาะเป็นร่องที่ปลายเพลลา เพื่อจุดประสงค์ในการรับแบบบิดขณะที่เพลลาเคลื่อนที่เข้าออก



ภาพที่ 12 แสดงส่วนประกอบของขั้วต่อเลื่อน

5.1.4 ตั๊กตาเพลากลางหรือลูกปืนรองรับเพลากลาง

ใช้สำหรับรองรับส่วนกลางของเพลากลาง (Intermediate Shaft) เพื่อป้องกันเพลากลางสั้น ลูกปืนรองรับเพลากลางประกอบด้วยบูชียาง ตลับลูกปืน และโครงเหล็กยึดตั๊กตาเพลากลาง

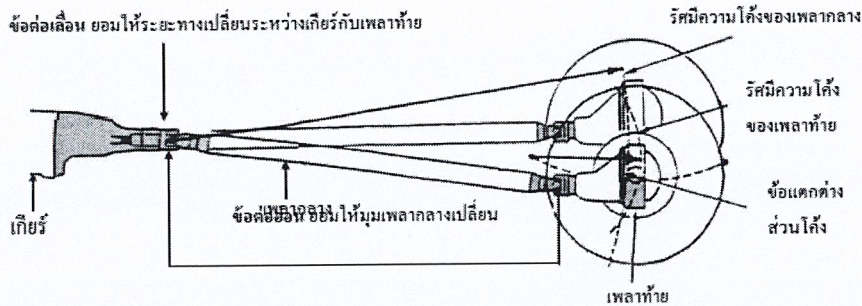


ภาพที่ 13 แสดงภาพลักษณะตั๊กตาเพลากลาง

2. หน้าที่ของเพลากลาง

เพลากลางรถยนต์ ทำหน้าที่ถ่ายทอดกำลังจากกระปุกเกียร์ไปยังเฟืองท้าย สำหรับเครื่องยนต์อยู่หน้าขับเคลื่อนล้อหลัง โดยมีขั้วต่อเลื่อนและขั้วต่ออ่อนจะถูกนำมาใช้ในบริเวณที่เพลลาต่อกันเพื่อให้ถ่ายทอดกำลังได้อย่างราบรื่น แม้ว่ามุมของเพลากลางจะเปลี่ยนแปลงไป อันเนื่องมาจากการเคลื่อนตัว ในแนวตั้งของเฟืองท้าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาพที่ 14 แสดงลักษณะการเคลื่อนที่ของเพลากลาง

ในขณะที่รถยนต์เคลื่อนที่ไปตามสภาพพื้นผิวถนน ล้อหลังของรถยนต์จะเดินขึ้นลง เป็นเหตุให้ระยะทางระหว่างกระปุกเกียร์กับเพลาท้ายเปลี่ยนแปลงไป ดังนั้นการออกแบบเพลากลางจึงต้องพิจารณาถึงข้อเท็จจริงอยู่ 4 ประการคือ

1. ทำให้มีการส่งกำลังไปยังชุดเพลาท้ายได้อย่างสม่ำเสมอ
2. มีการปรับระยะความยาวของเพลากลางได้เอง
3. ทำให้มีการผันแปรมุมของเพลากลางในขณะที่ล้อรถยนต์เดินขึ้นลงเป็นไปอย่างถูกต้อง
4. มีการติดตั้งข้อต่ออาน เพื่อปรับการเปลี่ยนแปลงมุมของเพลากลาง

ดังนั้นเพื่อแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นดังกล่าว เพลากลางจะประกอบด้วยข้อต่ออาน

(Universal Joint) 1 ตัวหรือ 2 ตัว เพื่อยอมให้มุมของเพลากลางเปลี่ยนแปลงได้ และประกอบ ข้อต่อเลื่อน (Slip Joint) เพื่อแก้ปัญหาความยาวหรือระยะห่างที่เปลี่ยนแปลงไป

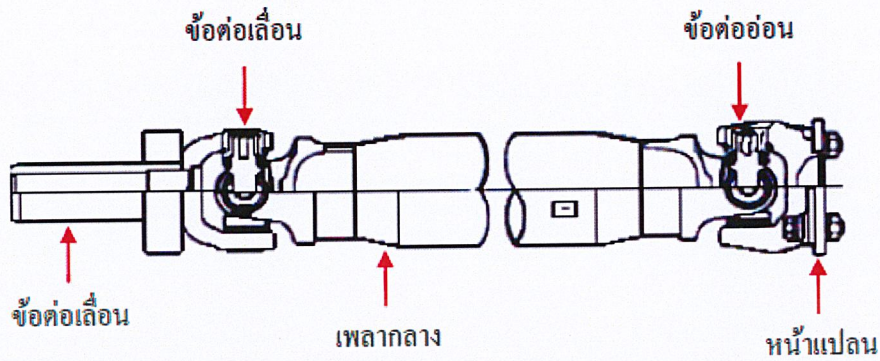
3. แบบของข้อต่อและเพลากลาง

เพลากลางจะประกอบด้วยท่อนเหล็กกล้าชุบแข็ง ภายในกลมกลวง มีน้ำหนักเบา ทนแรงบิดและการโก่งตัวได้ดี ปลายทั้งสองข้างจะมีข้อต่ออาน ข้อต่อเลื่อน ซึ่งเป็นส่วนประกอบที่สำคัญส่วนประกอบของเพลากลางทั้งหมดนี้จะต้องมีความสมดุลเพื่อป้องกันการสั่นและเกิด เสียงดัง

1. เพลากลางแบบท่อนเดี่ยวน

เพลากลางที่ออกแบบให้เป็นท่อนเดี่ยวนี้ จะมีด้านหนึ่งยึดติดอยู่กับเพลาส่งกำลังของเกียร์และด้านหนึ่งจะถูกยึดติดกับเพลาเพื่องเดียวหมูซึ่งจะใช้ในการส่งกำลังช่วงสั้นๆ เท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



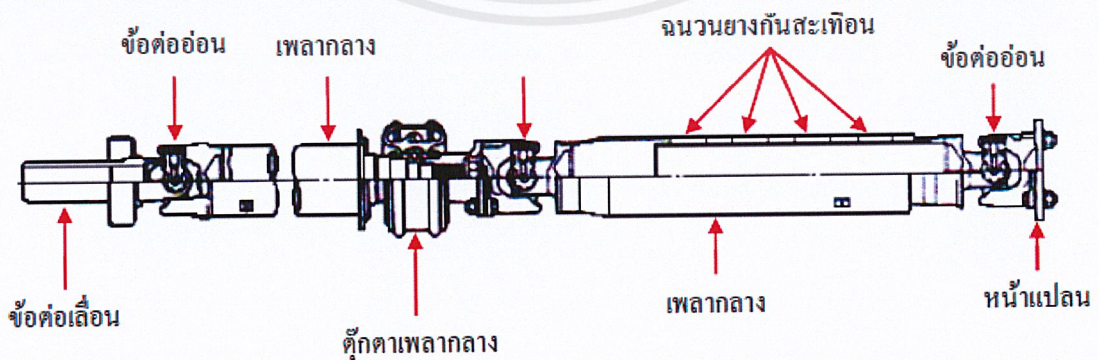
ภาพที่ 15 แสดงเพลากลางแบบท่อนเดียวใช้ข้อต่ออ่อน 2 ตัว

2. เพลากลางแบบ 2 ท่อน

เพลากลางที่ถูกออกแบบเป็น 2 ท่อน คือ

- ท่อนแรกจะทำหน้าที่รับกำลังจากเพลาส่งกำลังของเกียร์โดยการสวมเข้ากับร่องสไปลน์
- ท่อนที่สองจะทำหน้าที่รับกำลังจากเพลากลางตัวแรก และส่งกำลังไปยังชุดเฟืองท้ายเพื่อไปขับเคลื่อนที่ล้อหลังต่อไป
- ส่วนตรงกลางของเพลานำมาต่อกันนั้น จะมีชุดลูกปืนหรือบางครั้งอาจจะใช้ยางรับไว้โดยจะยึดติดกับโครงรถ เพื่อป้องกันการเต้นและการสละบดของเพลากลางในขณะหมุน

การต่อเพลากลางแบบนี้จะทำให้เพลากลางมีความแข็งแรง ต้านทานต่อการโก่งตัว ในขณะหมุนด้วยความเร็วสูงได้ ทำให้ไม่เกิดเสียงดัง และลดการสั่นสะเทือน



ภาพที่ 16 แสดงเลากลางแบบ 2 ท่อน ใช้ข้อต่ออ่อน 3 ตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. การบำรุงรักษาข้อต่อและเพลากลาง

กากบาทของเพลากลางในบางแบบจะมีหัวอัดจารบี เพื่ออัดจารบีแทนจารบีเดิมที่มีคุณภาพลดลง เพื่อยืดอายุการใช้งานของข้อต่อ ส่วนประกอบของเพลากลางแบบท่อนเดียว 2 ข้อต่อ และแบบสองท่อน 3 ข้อต่อ มีส่วนประกอบที่สำคัญ เช่น ข้อต่อเลื่อน ข้อต่ออ่อนแบบกากบาท หรือแบบถ้วยลูกปืนเข็ม ตึกตา เพลากลาง ท่อเพลากลาง เป็นต้น ส่วนประกอบของเพลากลางจำเป็นต้องบำรุงรักษาตามระยะเวลา หรือระยะทางที่บริษัทผู้ผลิตกำหนด ดังนี้



ภาพที่ 17 แสดงการหล่อลื่นข้อต่ออ่อนแบบกากบาท ด้วยจารบี

1. หล่อลื่นข้อต่ออ่อนแบบกากบาท ด้วยจารบี ยกเว้นบางรุ่น ทางบริษัทผู้ผลิตออกแบบ หากชำรุดต้องเปลี่ยนข้อต่ออ่อน
2. หล่อลื่นตึกตาเพลากลาง หรือลูกปืนรองรับเพลากลาง ด้วยจารบี ยกเว้นบางรุ่นบริษัทผู้ผลิตออกแบบตึกตาเพลากลาง ถ้าหากชำรุดฉีกขาด ต้องเปลี่ยนตึกตาเพลากลาง หัวอัดจารบี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (finite element method; FEM หรือ finite element analysis; FEA) คือ วิธีการนำ หลักการทางคณิตศาสตร์มาประยุกต์ใช้เพื่อแก้ปัญหาทาง วิศวกรรม ในเชิงพฤติกรรมของวัสดุเชิงโครงสร้าง (structural) ความร้อน (heat transfer) หรือของไหล (fluid flow) ภายใต้สภาวะแวดล้อมที่กำหนดขึ้น โดยอาศัยการแก้ ปัญหาระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (partial differential equation) ด้วย ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (numerical methods) เพื่อหาผลลัพธ์โดยประมาณ (approximate solution) ของ ปัญหาที่กำหนดผ่านอุปกรณ์คอมพิวเตอร์

ข้อดี และข้อจำกัดการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธี ไฟไนต์เอลิเมนต์

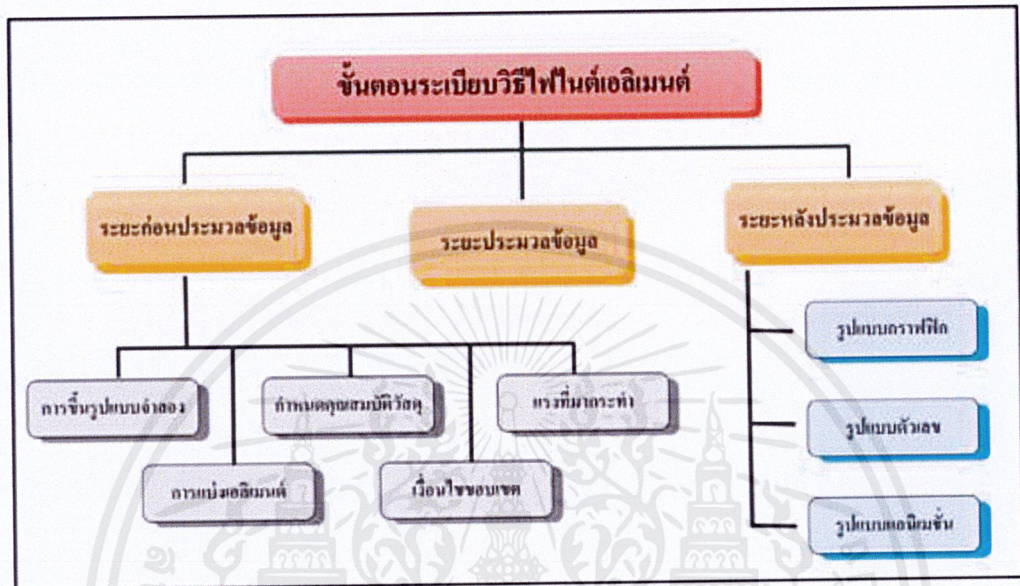
ข้อดีของการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นเทคโนโลยีที่ทันสมัย ทำให้การขึ้นรูปแบบจำลองทำได้ง่าย สะดวก รวดเร็ว และเป็นเสมือนโครงสร้างจริง ส่งผลให้การคำนวณแม่นยำ มากขึ้น ทดลองซ้ำได้ไม่จำกัดจำนวนครั้ง ปรับเปลี่ยนค่า พารามิเตอร์ (parameter) ได้ สะดวกเป็นไปตามคุณสมบัติ ที่แท้จริงของวัสดุที่ต้องการศึกษา กำหนดทิศทาง และ ปริมาณแรงที่กระทำต่อ วัสดุได้ ซึ่งสามารถศึกษาพฤติกรรม ของวัสดุที่สถานะทางกายภาพแตกต่างกัน ทั้งของแข็ง ของเหลว หรือ แก๊ส ประเมินผลลัพธ์ที่ได้หลายรูปแบบ เช่น ความเค้น (stress) ความเครียด (strain) การเคลื่อนขยับ (displacement) การถ่ายเทความร้อน กลศาสตร์ของไหล (fluid mechanic) เป็นต้น นอกจากนี้ยังช่วยลด เวลาในการ สร้างสถานการณ์จำลองจริง การสร้างแบบจำลองต้นแบบ เวลาในการทดสอบ และค่าใช้จ่ายใน งานวิจัย

ข้อดีดังกล่าวทำให้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นวิธี ที่นิยมใช้จนถึงปัจจุบัน โดยศึกษารูปแบบ ความเค้นและ ความเครียดที่เกิดขึ้นภายในวัสดุเมื่อมีแรงกระทำขณะใช้งาน ทำให้ผู้วิจัยทราบพฤติกรรม เชิงกลต่อการตอบสนองของวัสดุ และสามารถพัฒนาการออกแบบให้มีความสอดคล้องกับ สภาวะจริง เพิ่มขึ้นแม้ว่าการศึกษาพฤติกรรมของวัสดุด้วย ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มีข้อดีหลายประการ แต่ผู้วิจัย ควร ตระหนักเสมอว่าความถูกต้องแม่นยำของผลการศึกษาด้วย ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ขึ้นกับความ ถูกต้องในการสร้าง แบบจำลอง การมีวิธีการทดสอบอื่น ๆ ช่วยยืนยันผลจากการ วิเคราะห์

ข้อจำกัดของการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ การสร้างแบบจำลองใช้วิธีการขึ้นรูป แบบจำลองดิจิทัล ซึ่งทำได้ยาก ต้องอาศัยทักษะและประสบการณ์มากพออุปกรณ์คอมพิวเตอร์ที่ใช้คำนวณ ต้องมีประสิทธิภาพสูง โดย แบบจำลองที่ได้อาจไม่เหมือนสภาวะจริงอย่างสมบูรณ์ ความคลาดเคลื่อนในการ สร้างแบบจำลองเป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้ผลการศึกษาแตกต่างไปจากความเป็นจริง เนื่องจาก การกำหนด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขขอบเขตไม่อาจครอบคลุมสภาวะจริงได้ ทั้งหมด ไม่สามารถถ่ายทอดผ่านการคำนวณด้วยเครื่องคอมพิวเตอร์ได้ จึงควรมีการทดสอบอื่น เช่น การศึกษาใน ห้องปฏิบัติการ หรือการศึกษาในสัตว์ทดลอง เพื่อยืนยันผล การศึกษาร่วมด้วยเสมอ



ภาพที่ 18 ภาพแสดงขั้นตอนประกอบย่อยของเพลาท่อน Coupling Shaft และกระบวนการที่ใช้ประกอบ

ขั้นตอนระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

องค์ประกอบพื้นฐานการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธี ไฟไนต์เอลิเมนต์ที่สำคัญ ประกอบด้วย แบบจำลองสำหรับ วิเคราะห์ (geometry) ค่าเฉพาะของวัสดุที่ต้องการศึกษา (materials parameters) เงื่อนไขขอบเขต (boundary conditions) และแรงที่มากระทำ (load) ขั้นตอนการศึกษาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แบ่งเป็น 3 ขั้นตอนหลัก ประกอบด้วย ระยะก่อน ประมวลข้อมูล (pre-processing phase) ระยะประมวลข้อมูล (solution phase) และระยะหลังประมวลข้อมูล (postprocessing phase) โดยมี รายละเอียดของแต่ละระยะดังนี้

ระยะก่อนประมวลข้อมูล

ขั้นตอนเตรียมแบบจำลองก่อนเข้าสู่ขั้นตอนประมวลผล เป็นขั้นตอนสำคัญที่ส่งผลต่อความถูกต้องแม่นยำในการ วิเคราะห์ แบบจำลองที่ดีควรมีความเหมือนหรือใกล้เคียง สภาวะจริงมากที่สุดเท่าที่จะทำได้ทั้ง มิติรูปร่างและคุณสมบัติ เชิงกล เพื่อให้ผลลัพธ์ของพฤติกรรมตอบสนองต่อสภาวะ ที่กำหนดใกล้เคียงกับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เหตุการณ์จริงมากที่สุด แบบจำลอง สำหรับการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นได้ ทั้งแบบสองมิติหรือสามมิติขึ้นกับวัตถุประสงค์ของการศึกษา โดยแบบจำลองสามมิติให้คุณภาพเสมือนจริง ปฏิบัติการตอบสนองเชิงชีวกลศาสตร์ที่แม่นยำมากกว่าแบบจำลอง สองมิติ แต่การสร้างแบบจำลองสามมิตินั้นมีกระบวนการขึ้น รูปซับซ้อนมากกว่า ต้องอาศัยความชำนาญและเทคโนโลยี ขั้นสูง

การสร้างแบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์ด้วยระเบียบ วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ประกอบด้วยขั้นตอนสำคัญได้แก่ การขึ้น รูปแบบจำลอง การแบ่งเอลิเมนต์ การกำหนดคุณสมบัติวัสดุ เงื่อนไขขอบเขต และแรงที่มากระทำ

ก. การขึ้นรูปแบบจำลอง (model simulation)

การขึ้นรูปสร้างแบบจำลองโดยการวาดแบบจำลอง ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เช่น AutoCAD, Solid Works, Rhino 3D, Pro/Engineer เป็นต้น นอกจากนี้ยังใช้เทคนิค การถ่ายภาพหรือการสแกน (scan) วัตถุต้นแบบ วัสดุต้นแบบ เป็นเนื้อเยื่อของสิ่งมีชีวิตควรรใช้เครื่องสแกนสามมิติ หรือ เอกซเรย์คอมพิวเตอร์ (CT scan, micro CT scan) วัสดุ ต้นแบบเป็นสิ่งไม่มีชีวิตเลือกใช้เลเซอร์สแกนเนอร์สามมิติ (3-D laser scanner) เครื่องสแกนวัตถุใช้ทั้งในช่องปาก และนอกช่องปากขึ้นอยู่กับความเหมาะสม ความละเอียดของข้อมูลที่ต้องการ และรูปร่างของวัตถุต้นแบบ(5) ข้อมูลที่ได้จากขั้นตอนขึ้นรูปแบบจำลองเก็บในรูปแบบดิจิทัลที่เรียกว่า DICOM (digital Imaging and communications in medicine) ต่อมานำไปประมวลผลด้วยโปรแกรมโซลิดเวิร์ค (solid works) เพื่อสร้างแบบจำลองดิจิทัลสำหรับการ วิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ต่อไป

ข. การแบ่งเอลิเมนต์(meshing model)

ขั้นตอนแก้ปัญหาด้วยกระบวนการทางคณิตศาสตร์ ขั้นสูง (discretization) ในการแบ่งรูปร่าง (meshing geometry) ขอบเขตของปัญหาที่มีความซับซ้อนออกเป็น ชิ้นส่วนย่อยเรียกว่าเอลิเมนต์ (element) ที่มีขนาดเล็กลงเพื่อ ให้ง่าย สะดวกต่อการคำนวณ แต่ละเอลิเมนต์มีคุณสมบัติ เฉพาะตัวทางกายภาพ เช่น ความหนา ความหนาแน่น โมดูลัสของยัง (Young's modulus) และอัตราส่วนปัวซอง (Poisson ratio) เป็นไปตามชนิดของวัสดุที่ต้องการศึกษา

เอลิเมนต์ที่ถูกแบ่งมีรูปแบบความสัมพันธ์ฟังก์ชัน การประมาณภายใน (interpolation functions) ที่แตกต่างกัน ไปขึ้นกับรูปร่าง ขอบเขต จำนวนจุดต่อ เอลิเมนต์ที่อยู่ติดกัน ใช้จุดต่อร่วมกันโดยมีขอบที่เป็นขอบเขตเชื่อมต่อกันระหว่าง จุดต่อของเอลิเมนต์ นอกจากจุดที่อยู่บริเวณมุมของเอลิเมนต์ แล้วยังอยู่บนขอบที่เชื่อมต่อกันระหว่างจุดต่อสองจุด เรียกว่าจุดต่อกลาง (midside node) การเพิ่ม จำนวนจุดต่อบน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบจำลองช่วยให้การวิเคราะห์ผลมีความแม่นยำมากขึ้น ซึ่งขึ้นกับความจำเป็นในรูปแบบการวิเคราะห์แบบจำลอง ทำให้รูปแบบการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มีหลายรูปแบบ ส่งผลต่อรูปแบบสมการเชิงอนุพันธ์บนจุดต่อและฟังก์ชันการประมาณภายใน การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต และการถ่ายทอดพลังงานที่เกิดขึ้น เมื่อวัสดุมีแรงมากกระทำ ปัจจัยดังกล่าวจึงมีอิทธิพลต่อการเลือกใช้รูปแบบลักษณะของเอลิเมนต์ให้เหมาะสมกับแบบจำลองศึกษา ถือเป็นหลักสำคัญที่ทำให้กระบวนการวิเคราะห์สามารถจำลองได้ใกล้เคียงกับสถานการณ์จริงมากที่สุด



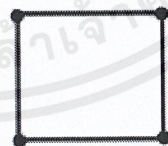
ภาพที่ 19 ภาพแสดงลักษณะจุดต่อสองจุด เชื่อมกันด้วยขอบ (มี 2 จุดต่อ)

จากการศึกษาที่ผ่านมาสามารถจำแนกรูปร่างและความสัมพันธ์ของจุดต่อได้ดังนี้

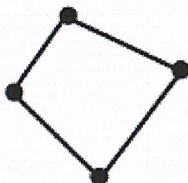
- 1) รูปร่างเอลิเมนต์ 1 มิติ ได้แก่ ลักษณะเชิงเส้น (linear) เช่น คาน (beam) โครงถัก (truss) คานประกอบ ด้วย 3 จุดต่อ (quadratic beam) คานประกอบด้วย 4 จุดต่อ (cubic beam)
- 2) รูปร่างเอลิเมนต์ 2 มิติ ได้แก่ เอลิเมนต์พื้นที่เชิงเส้น เป็นระนาบความเค้น ความเครียด ลักษณะเป็นแผ่น (plate) หรือเปลือกบาง (shell) มีลักษณะเป็นสามเหลี่ยม สี่เหลี่ยม รูปร่างต่าง ๆ
- 3) รูปร่างเอลิเมนต์ 3 มิติ ได้แก่ เอลิเมนต์ปริมาตรอาจ เป็นโครงสร้างพีระมิดฐานสามเหลี่ยม (tetrahedron) ปริซึม สี่เหลี่ยมมุมฉาก (rectangular prism) หรือทรงหกหน้า (hexahedron)



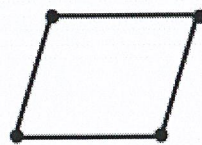
สามเหลี่ยม (triangle)



สี่เหลี่ยมมุมฉาก (rectangle)



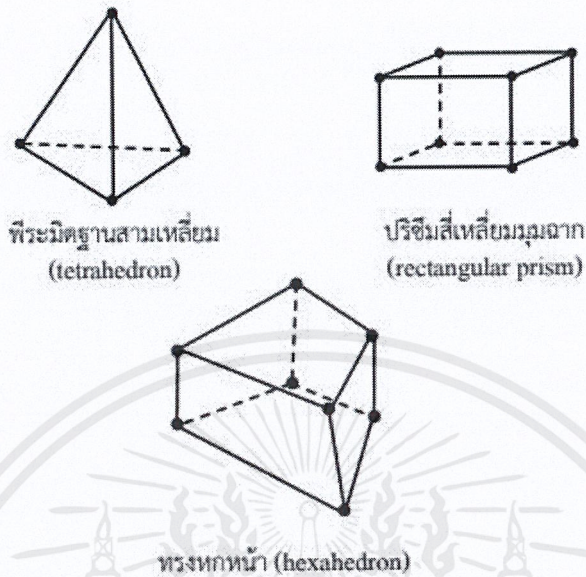
สี่เหลี่ยมด้านไม่เท่า (quadrilateral)



สี่เหลี่ยมด้านขนาน (parallelogram)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพที่ 20 แสดงลักษณะพื้นฐานรูปร่างเอลิเมนต์ 2 มิติ



ภาพที่ 21 แสดงลักษณะพื้นฐานรูปร่างเอลิเมนต์ 3 มิติ

สำหรับการเลือกรูปร่างของหน่วยย่อยพิจารณาตาม ประเภทของแบบจำลอง กรณีสร้างแบบจำลอง ประเภท สองมิติ เลือกใช้เอลิเมนต์ย่อยรูปสามเหลี่ยม หรือรูปสี่เหลี่ยม และการจำลองประเภทสามมิติ เลือกใช้เอลิเมนต์ย่อยพีระมิด ฐานสามเหลี่ยม ปริซึมสี่เหลี่ยมมุมฉาก หรือทรงหกหน้า เมื่อแบบจำลองถูก แบ่งเป็นหน่วยย่อยแล้วควรมีรูปร่าง ใกล้เคียงกับรูปร่างเดิมมากที่สุด จากการทบทวนวรรณกรรม พบว่า การศึกษาระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ นิยมใช้หน่วยย่อยลักษณะพีระมิดฐานสามเหลี่ยม

ของเอลิเมนต์และความสัมพันธ์ของจุดเป็นได้ ทั้งหนึ่ง สอง และสามมิติ ซึ่งรวมทั้งขนาดและจำนวน ของ เอลิเมนต์เป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อรูปแบบการกระจาย ความเค้นและความเครียดภายในวัสดุที่ต้องการศึกษา การปรับขนาดเอลิเมนต์ (mesh refinement) ที่มีขนาดใหญ่ ให้มีขนาดเล็กลง ส่งผลต่อรูปร่าง จำนวนจุดต่อ (node) จำนวน เอลิเมนต์และระดับขั้นความเสรี (degree of freedom) เปลี่ยนไป จุดสัมผัสระหว่างผิววัสดุที่มากกระทำสามารถปรับ ให้อยู่ในตำแหน่งที่เหมาะสมได้ดียิ่งขึ้นโอกาสเกิด การบิดเบี้ยว (distortion) การเคลื่อนขยับของเอลิเมนต์ ลดน้อยลง ทำให้การประมวลข้อมูลแม่นยำเพิ่มขึ้นอาจใช้เวลาในการประมวลข้อมูลด้วยคอมพิวเตอร์มากขึ้น การปรับ ความละเอียดของเอลิเมนต์เฉพาะตำแหน่งที่ต้องการวิเคราะห์ ซึ่งขนาดของเอลิเมนต์ที่เหมาะสมขึ้นกับ ประเภทการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ การปรับขนาดเอลิเมนต์ให้เล็กลงช่วยลดความผิดพลาด และช่วย ให้การจำลองสถานการณ์ใกล้เคียงกับค่าความเป็นจริงมากขึ้น ควรคำนึงถึงศักยภาพอุปกรณ์คอมพิวเตอร์และซอฟต์แวร์ ที่เลือกใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค. การกำหนดคุณสมบัติและพฤติกรรมวัสดุ

การกำหนดคุณสมบัติและความสัมพันธ์ของแต่ละ หน่วยย่อยตามลักษณะพฤติกรรมและคุณสมบัติทางกายภาพของวัสดุที่ต้องการศึกษา เบื้องต้นหลังแบ่งแบบ จำลองเป็นเอลิเมนต์ แต่ละเอลิเมนต์มีลักษณะเสมือนวัตถุ อิสระที่แยกจากกัน จำเป็นต้องกำหนดคุณสมบัติและความสัมพันธ์ของแต่ละเอลิเมนต์ตามพฤติกรรมเชิงกล คุณสมบัติ ทางกายภาพของวัสดุให้ใกล้เคียงกับลักษณะจริงของวัสดุ ชนิดนั้น ๆ รวมถึงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของวัตถุที่ ต้องการศึกษารวมทั้งให้วัตถุเคลื่อนขยับ หยุดนิ่ง หรือมีแรงมากระทำ บริเวณใด ด้วยขนาดของแรงเท่าใด มีตำแหน่งถ่ายทอด แรงระหว่างแต่ละหน่วยย่อยมีลักษณะเป็นจุดหรือเป็นพื้นที่ เพื่อให้แบบจำลองที่สร้างขึ้นมีพฤติกรรมในระดับโครงสร้าง ที่สอดคล้องกับสภาวะที่เกิดขึ้นจริงมากที่สุด

คุณสมบัติที่ต้องกำหนดเพื่อการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ประกอบด้วย ประเภทของวัสดุตาม พฤติกรรมตอบสนองเมื่อได้รับแรง ลักษณะพฤติกรรมบริเวณ ผิวสัมผัสของแบบจำลอง พฤติกรรมเชิงกลของโครงสร้างวัสดุ สามมิติทั้งสามแนวแกน คุณสมบัติเฉพาะของวัสดุแต่ละชนิด ได้แก่ โมดูลัสของยังใช้อธิบายความแข็ง (stiffness) ของ วัสดุ ที่หาได้จากค่าความชันของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดของวัสดุนั้น ๆ อัตราส่วนปัวซอง เป็นอัตราส่วนระหว่างค่าความเครียดตามขวางกับค่า ความเครียดที่มีทิศทางเดียวกันกับแนวแรงที่มากระทำ ค่า เฉพาะทั้งสองถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อการทำนาย พฤติกรรมของวัสดุเมื่อได้รับแรงกระทำ

การสมมติรูปแบบของฟังก์ชันการประมาณภายในและ พฤติกรรมปฏิกริยาระหว่างวัสดุที่สัมผัสกัน อาจจำแนกได้ ดังนี้

1) ประเภทของวัสดุตามพฤติกรรมตอบสนองเมื่อมีแรง กระทำ แบ่งได้เป็น 5 กลุ่ม คือ กลุ่มที่สามารถกลับคืนสู่สภาพ เดิมหลังเกิดการเปลี่ยนรูป (linear elastic material) กลุ่มที่ไม่สามารถกลับคืนสู่สภาพเดิมหลังการเปลี่ยนรูป (plastic material) กลุ่มที่สามารถคืนสู่สภาพเดิมได้บางส่วนหลังเกิด การเปลี่ยนรูป (elastoplastic material) กลุ่มที่สามารถกลับ คืนสู่สภาพเดิมได้หลังการเปลี่ยนรูปแต่ต้องใช้เวลา (viscoelastic material) กลุ่มที่ต้องใช้เวลาในการเปลี่ยนรูป และวัสดุเกิดการเสียรูปอย่างถาวร (viscoplastic material)

2) พฤติกรรมความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเค้น ความเครียดบริเวณผิวสัมผัส กรณีแบบจำลอง ประกอบด้วย โครงสร้างสองส่วนขึ้นไปเกิดการสัมผัสกัน การกำหนด พฤติกรรมบริเวณผิวสัมผัสเป็นแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชิงเส้น (linear contact) หรือแบบไม่เป็นเชิงเส้น (non-linear contact) ขึ้นกับกราฟ ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเค้นและความเครียดบริเวณ ผิวสัมผัสเมื่อมีแรงมากระทำวัสดุ หากความสัมพันธ์ที่เกิดขึ้น เป็นลักษณะกราฟเส้นตรงเป็นลักษณะแบบเชิงเส้น แต่ พฤติกรรมส่วนใหญ่ของเนื้อเยื่อสิ่งมีชีวิตมักไม่เกิดลักษณะที่ เป็นความสัมพันธ์เชิงเส้น

3) พฤติกรรมการตอบสนองของโครงสร้างวัสดุ พิจารณาพฤติกรรมการตอบสนองของโครงสร้างวัสดุเมื่อได้ รับแรง พบว่าแต่ละหน่วยย่อยเกิดการเปลี่ยนแปลงขึ้นในลักษณะสามมิติ คือ เกิดการเปลี่ยนแปลงตามแนวแกน x y และ z คุณสมบัติดังกล่าวสามารถจำแนกวัสดุได้เป็น 4 กลุ่ม คือ กลุ่มวัสดุที่มีคุณสมบัติเชิงกลเหมือนกันในทุกทิศทางคือ ไอโซโทรปิก (Isotropic materials) ตัวอย่างเช่น เหล็กกล้า แก้ว เป็นต้น กลุ่มวัสดุที่มีคุณสมบัติเชิงกลเหมือนกันใน ระนาบหนึ่ง และมีคุณสมบัติเชิงกลที่เปลี่ยนไปในทิศทางตั้งฉากกับระนาบนั้น (transversely isotropic materials) ตัวอย่างเช่น ไทเทเนียม (Ti) กลุ่มวัสดุที่มีคุณสมบัติเชิงกล แตกต่างกันในทุกแนวแกนคือแอนไอโซโทรปิก (anisotropic materials) ตัวอย่างเช่น ไม้ คอมโพสิต และกลุ่มวัสดุที่มี คุณสมบัติเชิงกลแตกต่างกันในแต่ละแนวแกน โดยมีสองแนว แกนที่เหมือนกัน (orthotropic materials) ซึ่งเป็นกลุ่มย่อย ของกลุ่มแอนไอโซโทรปิก การประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์ เอลิเมนต์ มักกำหนดให้วัสดุมี พฤติกรรมแบบวัสดุเนื้อเดียวเชื่อมติดกันเป็นชั้นเดียว (perfect bond) มีคุณสมบัติเชิงกลวัสดุเหมือนกันในทุกทิศทาง และมีความสัมพันธ์ความเค้น ความเครียดเป็นเชิงเส้น (linearly isotropic)

ง. เงื่อนไขขอบเขต

เป็นการกำหนดค่าตัวแปรหนึ่งในสมการซึ่งเป็นข้อมูล รับเข้า (input) เพื่อเป็นเงื่อนไขในการประมวลผล ค่าตัวแปรนี้ มีความสำคัญในการกำหนดบริเวณจุดต่อใดเกิดการเคลื่อน ขยับได้ บริเวณใดกำหนดให้อยู่นิ่ง (zero displacement) มี ผลต่อระดับความเสรีของแต่ละจุดต่อ รูปแบบของระดับ ความเสรีมีหลายแบบขึ้นกับลักษณะสิ่งที่ต้องการวิเคราะห์ ถ้าต้องการวิเคราะห์โครงสร้างวัสดุในรูปสามมิติโดยพิจารณา ตามแนวแกนทั้งสามคือ แนวแกน x y และ z เมื่อพิจารณา เพียงจุดต่อเดียว เกิดการเคลื่อนที่อิสระได้ทุกทิศทาง พบว่า การเคลื่อนที่มี 6 ระดับ ความเสรีที่จุดต่อสามารถเกิดการ เลื่อนขนาน (translation) หมุน (rotation) หรือเกิดโมเมนตัม (momentum) ไปตามแนวแกนทั้งสาม เมื่อจุดต่อเชื่อมต่อกันเกิดเป็นเอลิเมนต์ย่อย ระดับความเสรีถูกจำกัดลง ดังนั้น รูปร่างเอลิเมนต์ และตำแหน่งความสัมพันธ์จุดต่อที่แตกต่างกัน ส่งผลต่อระดับความเสรีของจุดต่อเป็นเสมือนตัวแปร อิสระ (independent variable) ที่เลือกกำหนดค่าได้ทำให้ การอธิบายระบบเกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากรูปร่างเอลิเมนต์และความสัมพันธ์ระหว่าง จุดต่อมีผลต่อระดับความเสรี การกำหนด ตำแหน่งยึด (constraint) ตรึงโมเดลให้อยู่กับที่เป็นปัจจัยหนึ่งที่มีผล เช่นกัน โดยการยึดตำแหน่งจุดต่อหรือ เอลิเมนต์ให้หนึ่ง เพื่อให้เกิดความสมดุลต่อการรับแรงที่มากระทำ และเกิด ความคลาดเคลื่อนต่อการกระจาย แรง ควรหลีกเลี่ยงสภาวะ จริงให้เป็นไปตามหลักกายวิภาคของเนื้อเยื่อรองรับ เช่น ตำแหน่งยึดเกาะของ กล้ามเนื้อ ทิศทางเคลื่อนที่ของอวัยวะ ที่ถ่ายทอดพลังงานไปบริเวณที่ต้องการศึกษา ตำแหน่งที่ กำหนดจุด ต่อให้อยู่หนึ่งควรมีระยะห่างพอที่ทำให้ไม่เกิด รูปแบบการกระจายพลังงานที่ซ้อนทับกัน และไม่เกิด ปฏิกริยา ต่อพลังงานที่ให้แก่ระบบ ดังนั้นการกำหนดเงื่อนไข ขอบเขตจึงมีผลต่อการประมวลข้อมูลทำให้การจำลองมี ความใกล้เคียงกับสถานการณ์จริงมากที่สุด

จ. พลังงานภายนอกที่มากระทำ

พลังงานที่มากระทำบนวัตถุที่เป็นของแข็ง (solid structure) อาจเป็นพลังงานในรูปแบบของแรง หรือความ ดัน พื้นที่บนวัตถุที่พลังงานมากระทำเกิดขึ้นบางพื้นที่ (concentrated load) หรือเกิดกระจายทั่ว พื้นที่ในแนวระนาบ (distributed load) ขึ้นกับวัตถุประสงค์ของการทดสอบ ทั่วไปกำหนดให้เกิดกระจายบน พื้นผิวในแนวระนาบ เนื่องจากแรงกำหนดให้ลงเฉพาะที่มักทำให้เกิดความเค้นคั่ง (stress concentration) ที่ เอลิเมนต์บริเวณนั้นสูงกว่าความ เป็นจริง และเกิดรูปแบบการกระจายความเค้นที่ไม่เหมาะสม

ทิศทางของพลังงานที่มากระทำสามารถกำหนดให้มี ทิศตั้งฉาก ขนาน หรือทำมุมเอียงกับแนวแกน ของแบบ จำลองตามสภาวะจริงที่ การประมวลข้อมูลเบื้องต้นเป็นการกำหนดค่าตัวแปร ดัน ได้แก่ รูปแบบ วิธีการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์ เอลิเมนต์ คุณสมบัติเฉพาะของวัสดุ เงื่อนไขขอบเขต พลังงาน ที่มา กระทำ เพื่อให้การวิเคราะห์ผลมีความใกล้เคียงกับ สภาวะจริงมากที่สุด

ระยะประมวลข้อมูล (the solution phase)

โดยนาระบบคอมพิวเตอร์และซอฟต์แวร์ทำงาน วิศวกรรม (computer aided engineering; CAE) ช่วย ประมวลผลจากสมการรวมระบบของแต่ละเอลิเมนต์ที่เกิด ขึ้นได้ค่าผลเฉลยโดยประมาณ ความแม่นยำ ที่ได้ขึ้นกับการ กำหนดขนาด รูปร่าง จำนวนของเอลิเมนต์ การสมมติรูปแบบ ของฟังก์ชันภายใน โดยประมาณ ถ้ากำหนดค่าดังกล่าวได้ใกล้เคียงกับความจริงมาก ผลเฉลยที่ได้แม่นยำมากขึ้น ปัจจุบัน มี บริษัทผลิตซอฟต์แวร์เพื่อคำนวณระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่นิยมใช้ได้แก่ Abaqus, Ansys, Hyper mesh เป็นต้น

การแปลผลข้อมูลจากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธี ไฟไนต์เอลิเมนต์ (interpretation)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลลัพธ์ที่ได้จากระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์วิเคราะห์ ได้หลายประการขึ้นกับข้อมูลเข้า ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่ ป้อนเข้าสู่โปรแกรมเพื่อให้ประมวลผลได้ตามต้องการ วิเคราะห์ ข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้ ในรูปค่าความเค้น ความเครียด ทิศทาง การเคลื่อนขยับ ความสัมพันธ์ระหว่าง ความเค้นและความเครียด นำมาสร้างกราฟความชันได้ค่า มอดูลัสของยังเป็นค่าความแข็งแรงของวัสดุ ซึ่งแตกต่างกัน ในวัสดุแต่ละ ชนิด สภาวะจริงทางคลินิกแรงเกิดขึ้นได้ทุกทิศทาง การคำนวณเชิงวิศวกรรมพิจารณาองค์ประกอบ โครงสร้าง วัสดุเป็นเชิงสามมิติ แบ่งการวิเคราะห์ออกเป็นสามแนวแกน ได้แก่ แกน x แกน y และแกน z ผลลัพธ์แสดงในรูปความเค้น หลัก (principle strain) ความเค้นที่เกิดจากแรงดึง (tensile stress) แรงอัด (compressive stress) หรือแรงเฉือน (shear stress) การแสดงค่าความเค้นวอนมิสเชส (von Mises stress) เป็นค่าความเค้นรวมของทั้งสามแนวแกน หากค่าวอนมิสเชสสูงกว่าความเค้นจุดคราก (yield strength) ของ วัสดุแสดงว่าปริมาณแรงที่มากกระทำเกินขีดจำกัดความ สามารถที่วัสดุต้านทานได้ หรือเกิดความเค้นสะสม ในวัสดุ เป็นสาเหตุให้วัสดุเกิดความล้า (fatigue) นำไปสู่ความล้มเหลว ในที่สุด

ระยะหลังประมวลข้อมูล

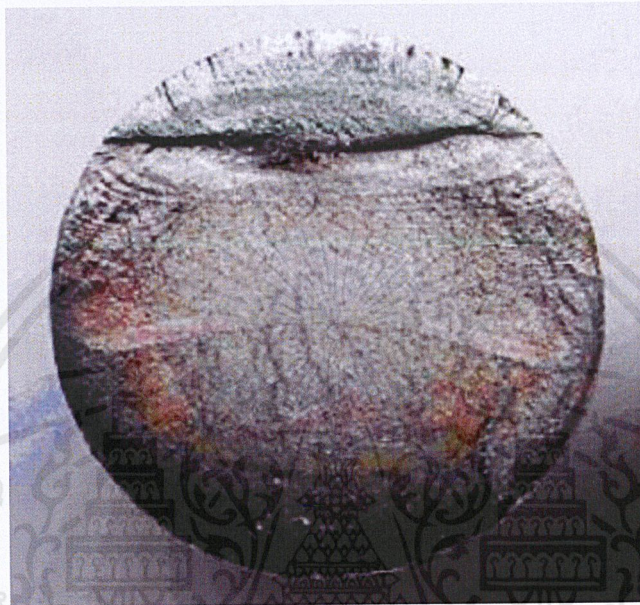
การแสดงผลข้อมูลด้วยคอมพิวเตอร์มีหลากหลาย รูปแบบ เช่น กราฟฟิก (graphical output) เป็น รูปแบบที่นิยม ใช้ แสดงผลเป็นแถบสี (color-coded map) รูปแบบการ กระจายความเค้น ความเครียดหรือ การเคลื่อนขยับเมื่อมีแรง มากระทำ หรือการแสดงผลเชิงตัวเลข (numeric output) แสดงบริเวณที่วัสดุเกิด ค่าความเค้นสูงสุด (stress contour) อธิบายแนวโน้มนรูปแบบการกระจาย ความเค้นตามแถบสี โดยค่าความ เค้นน้อยที่สุดดูจากแถบ สี สีน้ำเงินเป็นค่าความเค้นวอนมิสเชสสูงสุดประมาณ 1.62 เมกะปาสคาล ไล่ ระดับสีไปจนถึงแถบสีแดงเป็นค่าความเค้น วอนมิสเชสสูงสุดประมาณ 69.57 เมกะปาสคาล เช่น ตัว หลัก ยึดสิ่งปลูกฝัง (implant abutment) รากเทียมขนาดเล็ก ที่ระดับขอบบนของส่วนรากเทียมที่ฝังในกระดูก (fixture) การแสดงผลเชิงแอนิเมชัน (animated output) เป็น ภาพเคลื่อนไหว แสดงลักษณะการถ่ายทอด แรง และทิศทาง ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุ ผู้ศึกษาเห็นภาพชัดเจน และทำนาย พฤติกรรมภายในวัสดุได้มากขึ้น

2.4 การล้า (Fatigue)

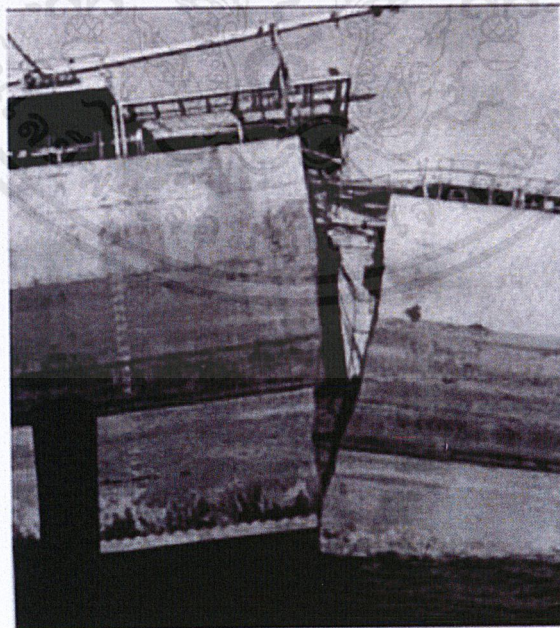
การล้า เป็นรูปแบบการเสียหายที่เกิดขึ้นกับวัสดุมากที่สุด และน่าสนใจเป็นพิเศษ เนื่องจากเป็น รูปแบบการเสียหายที่มีแรงเค้นมากกระทำกับวัสดุในค่าที่ต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้มาก โดยจากข้อมูลที่มี การสำรวจ พบว่าการเสียหายด้วยด้วยรูปแบบดังกล่าวคิดเป็นประมาณ 90% ของการแตกหักของวัสดุ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทั้งหมด การล้า (Fatigue) หมายถึง การที่ชิ้นงานรับแรงซ้ำไปซ้ำมาหรือเป็นคาบ (Cyclic Load) ส่งผลให้เกิดรอยร้าวขึ้น รอยร้าวที่เกิดจะมีขนาดใหญ่ขึ้นเรื่อยๆ ภายในชิ้นงาน จนในที่สุดชิ้นงานจะเหลือพื้นที่ในการรับแรงเพียงเล็กน้อย และเกิดการแตกหักทันทีทันใดเมื่อได้รับความเค้นเพียงเล็กน้อย ความเสียหายเนื่องจากการล้าจึงเป็นอันตรายมาก ตัวอย่างชิ้นส่วนเหล็กกล้าไร้สนิมที่เสียหายจากการล้าแสดงในรูป และ Liberty Ship ที่เสียหายด้วยกลไกการล้าแสดงดังรูปด้านล่าง



ภาพที่ 22 ผิวหน้าแตกหักจากการล้าของเพลลาเหล็กกล้าไร้สนิม



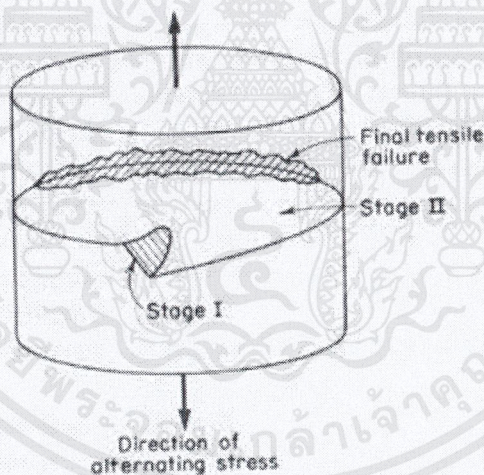
ภาพที่ 23 Liberty Ship เสียหายด้วยกลไกการล้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเสียหายเนื่องจากการล้าเกิดขึ้นเมื่อวัสดุเกิดการแตกหักออกเป็นสองชิ้นหรือมากกว่า หลังจากรับแรงเค้นแบบคาบ (Cyclic Stress) เป็นระยะเวลาที่ยาวนานต่อเนื่องกัน ค่าความเค้นสูงสุดสำหรับการเสียหายเนื่องจากการล้าจะต่ำกว่าค่าความต้านทานแรงดึงสูงสุด (Ultimate Tensile Strength) ของวัสดุ ถ้าสามารถควบคุมแรงเค้นที่กระทำให้มีค่าต่ำ และอยู่ในระดับที่คงที่ การเสียหายด้วยรูปแบบดังกล่าวจะเกิดขึ้นได้ยากมาก แรงกระทำที่เป็นคาบทำให้เกิดจุดเริ่มและการขยายตัวของรอยแตก และถ้าวัสดุเกิดการแตกร้าวจนไม่สามารถที่จะรองรับแรงได้อีกก็เกิดการแตกหักในที่สุด

กลไกการเสียหายจากการล้าแบ่งได้เป็น 3 ขั้นตอน คือ

1. การเริ่มต้นของรอยแตก (Crack Initiation)
2. การขยายตัวของรอยแตก (Crack Propagation) และ
3. การแตกหักของวัสดุ (Material Rupture)



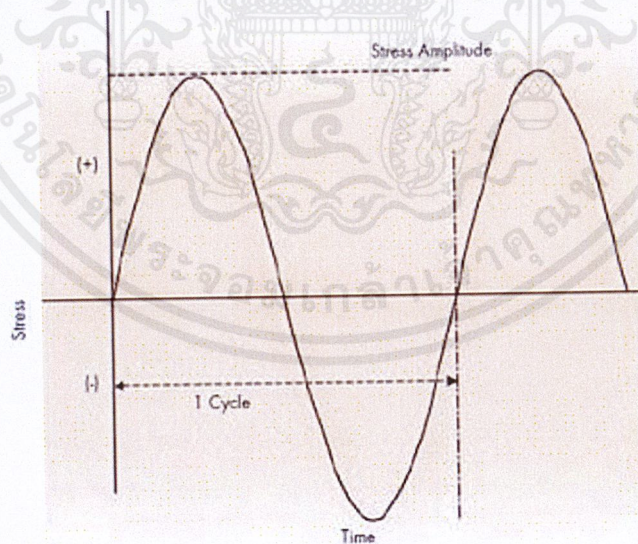
ภาพที่ 24 แผนภาพแสดงตำแหน่งของทั้งการขยายตัวรอยแตกจากการล้าภายใต้ความเค้นตามแนวแกนทั้ง 3 ขั้นตอน

ลักษณะที่เกิดขึ้นคล้ายกับการแตกหักแบบเหนียวและการแตกหักแบบเปราะ คือ รอยแตกจากการล้า จะเริ่มบริเวณที่เป็นจุดบกพร่องของวัสดุ ได้แก่ ร่อง หลุม ความไม่ต่อเนื่องของผิวหน้า รอยบิ่น และจุดบกพร่องอื่นๆ จุดบกพร่องที่เกิดขึ้นบนผิวหน้าวัสดุดังกล่าวจะแสดงตัวเป็นจุดรวมความเค้น เมื่อเกิดการสะสมของแรงเค้นจนเกินขีดจำกัดของค่าความแข็งแรง ณ จุดนั้นของวัสดุ และเกิดเป็นรอยร้าวตามมา วิธีที่ดีเพื่อป้องกันการเสียหายจากการล้าตัวคือ ต้องกำจัดจุดที่แสดงตัวเป็นจุดรวมความเค้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

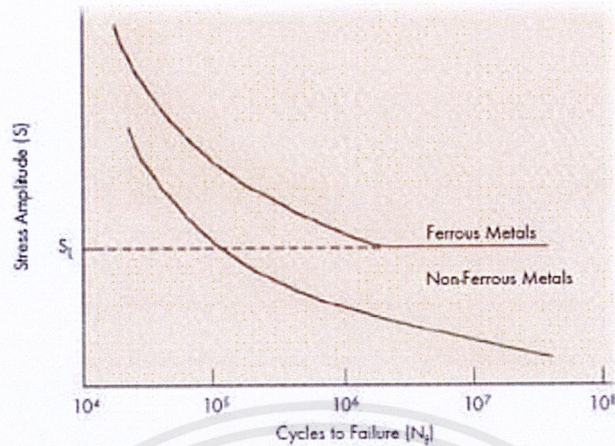
คือพยายามกำจัดหรือลดจุดบกพร่องบนผิวหน้าวัสดุ และลดค่าความกว้างของแรงเค้น (Stress Amplitude) รอยแตกจากการล้าจะขยายตัวไปตามบริเวณที่เป็นจุดอ่อนในวัสดุ ดังนั้นการลดจำนวนจุดบกพร่องภายในเนื้อวัสดุ เช่น ช่องว่างและสารเจือปนจะเพิ่มระยะเวลาการขยายตัวของรอยแตก เมื่อรอยแตกที่เกิดขึ้นทำให้วัสดุไม่สามารถรองรับแรงที่กระทำต่อไปได้ จึงเกิดการแตกหัก ซึ่งสามารถเกิดขึ้นได้ทั้งจากแรงเฉือนและแรงดึง

เป็นที่ทราบกันดีว่า การล้าไม่ได้ขึ้นอยู่กับเวลาแต่จะขึ้นอยู่กับจำนวนรอบของแรงที่กระทำ โดยรอบ (Cycle) ประกอบด้วยแรงเค้นที่กระทำจะเพิ่มขึ้นจากจุดเริ่มต้น (ในบางกรณีมีค่าเป็นศูนย์หรือติดลบ) จนถึงค่าสูงสุดที่เป็นบวก และลดลงผ่านค่าเริ่มต้นจนถึงค่าต่ำสุด (ในบางกรณีจะเป็นค่าของแรงกระทำที่มีค่าติดลบมากที่สุด) และสุดท้ายก็จะกลับมายังค่าเริ่มต้น อย่างไรก็ตาม แรงกระทำที่มีค่าเป็นลบจะไม่ใช้ค่าเป็นจุดเริ่มของการล้า แต่จะเกิดขึ้นกับค่าแรงเค้นมีค่าเป็นบวก มากไปกว่านั้นความเค้นแบบคาบไม่จำเป็นต้องมีลักษณะที่สมมาตร แต่สามารถเกิดขึ้นได้แบบสุ่ม โดยทั่วไปโลหะกลุ่มเหล็กหรือโลหะเหล็กผสม เป็นวัสดุที่มีค่าความต้านทานต่อการล้าตัว (Endurance Limit; SL) ซึ่งเป็นค่าระดับความเค้นที่ไม่ทำให้เกิดการเสียหายจนกว่าจะมีค่าเกินจำนวนรอบที่เหมาะสมกับวัสดุนั้นๆ ในขณะเดียวกัน การเพิ่มค่าความเค้นสูงสุด (Stress Amplitude) สามารถทำให้เกิดการเสียหายด้วยการล้าที่จำนวนรอบต่ำๆ ส่วนโลหะนอกกลุ่มเหล็ก เช่น อะลูมิเนียม และไทเทเนียม จะไม่มีค่าขีดจำกัดของการล้าตัว (Fatigue Limit)



ภาพที่ 25 Fatigue loading cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาพที่ 26 S-N Curves ของโลหะกลุ่มเหล็กและนอกกลุ่มเหล็ก

โลหะและโพลีเมอร์จะมีความไวต่อการเสียหายจากการล้าตัว ในขณะที่เซรามิกส์มีความต้านทานที่ดี การเสียหายด้วยรูปแบบการล้ามีหลายชนิด ได้แก่ การล้าที่รอบสูง การล้าที่รอบต่ำ การล้าเนื่องจากความร้อน การล้าที่ผิว การล้าเนื่องจากการกระแทก การล้าร่วมกับการกัดกร่อน และการล้าเนื่องจากการถูครูด

Endurance limit (S_e)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

k_a = ค่าตัวประกอบรูปแบบผิวชิ้นงาน

k_b = ค่าตัวประกอบขนาดรูปร่างของชิ้นงาน

k_c = ค่าตัวประกอบการใช้งาน

k_d = ค่าตัวประกอบอุณหภูมิที่มีผลต่อการใช้งาน

k_e = ค่าตัวประกอบความเชื่อถือได้

k_f = ค่าตัวประกอบอื่นๆที่อาจส่งผลต่อการใช้งาน

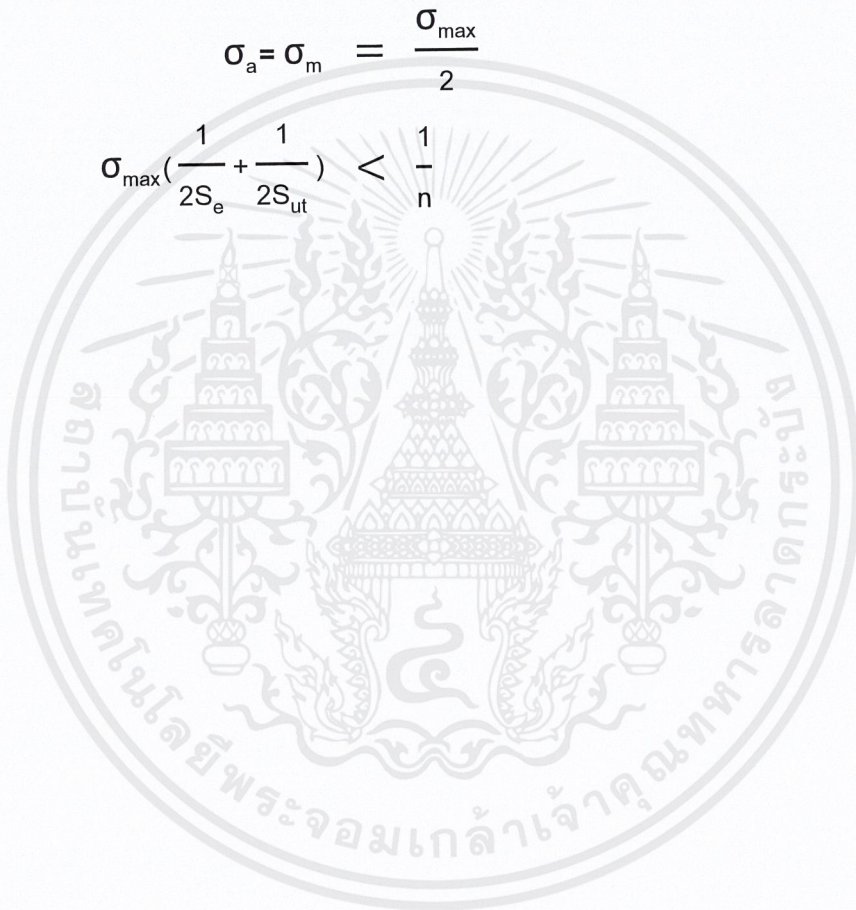
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Goodman Safety Factor

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} < \frac{1}{n}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_{max} \left(\frac{1}{2S_e} + \frac{1}{2S_{ut}} \right) < \frac{1}{n}$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 ศึกษาและวิเคราะห์ปัญหาเนื่องจากการเปลี่ยนขนาดท่อ

เนื่องจากการลดการผลิตของเพลาชับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 4.5 นิ้ว และมีการหาผู้ผลิตรายใหม่ รวมทั้งต้องการลดต้นทุนของการผลิตเพลาชับในโปรเจก VAVE ให้กับลูกค้า ในที่นี้คือ Nissan ดังนั้นทางบริษัทจึงมีความต้องการที่จะเปลี่ยนขนาดเพลาชับ 4.5 นิ้วมาใช้ท่อขนาดเดียวกับ Variation อื่นใน series P60A รุ่นเดียวกัน คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 4 นิ้ว แต่เมื่อป้อนข้อมูลเข้าสู่โปรแกรม Dana Critical Speed Analysis พบว่าค่าความปลอดภัยของเพลาชับนี้ไม่ผ่านมาตรฐาน Safety Factor ไม่ถึง 25% จึงไม่สามารถเปลี่ยนขนาดทำได้ทันที

3.1.1 พื้นฐานเกี่ยวกับเพลaprogram P60A

เพลาชับโปรแกรม P60A นั้นเป็นเพลาชับสำหรับ รถยนต์ Nissan Terra ซึ่งเป็นรถขับเคลื่อนสี่ล้อ โดยใช้ชื่อซีรีส์ว่า Series 1330 โดยในซีรีส์นี้มีทั้งเพลารูปแบบ ท่อเหล็กและอลูมิเนียม เพลารูปแบบ 2 ส่วนและส่วนเดียว

P60A Design Novelty



SERIES	NISSAN PART NO. P60A DV	NISSAN PART NO. P60A Mass	DANA PART NO.	TUBING	DESIGN
1330	37000 P6024	37000 4JM1B	10006109	3" Steel Ø 76.2 x 2.11 mm	
	37000 P6025	37000 4KV1B	10006113	3.5" Steel Ø 88.9 x 2.11 mm	
	37000 P6026	37000 4JA1B	10077054		
	37300 P6021	37000 5KA1A	10006077-1193M	4.5" Aluminum Ø 115.3 x 2.16 mm	
	37300 P6022	37000 5KA1C	10080574-1193M	4" Aluminum Ø 101.6 x 2.16 mm	
	37300 P6041	37300 5KA1A	10006084-M	4" Aluminum Ø 101.6 x 2.16 mm	
	37300 P6044	37300 5KA1B	10006090-M	4" Aluminum with Ni coat on SY	
	37300 P6045	37300 5KT1B	10006092-M	Ø 101.6 x 2.16 mm	

ภาพที่ 27 แสดงเพลาชับในรุ่น 1330

ซึ่งตารางจะเห็นได้ว่าเพลารูปแบบก่อนเดิมนั้นมีชิ้นส่วนเป็นท่ออลูมิเนียม ซึ่งทำให้ห้องข้างเบาและมีความเหนียวสูงทนต่อการแตกหัก และน้ำหนักที่เป็นข้อดีนี้จึงเป็นจุดขายสำคัญของรถรุ่นนี้ โดยส่วนท่ออลูมิเนียมนั้นจะมี 2 ขนาดคือ 4 นิ้วแล 4.5 นิ้ว ซึ่งในความเป็นจริงเพลารุ่นนี้ไม่ได้มีแค่ 4 แบบจากตัวอย่างด้านบน เพราะต้องปรับใช้กับรถที่หลากหลายขนาด ระยะระหว่างส่วนขับเคลื่อนด้านหน้าและส่วนขับเคลื่อนด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รวมถึงที่วางใต้ท้องรถยนต์ ทำให้มีการออกแบบเพลามีขนาดแตกต่างกันอีกหลายขนาดถึง 14 แบบที่แตกต่างกันเมื่อโปรแกรม P60A นี้เริ่มต้นขึ้น

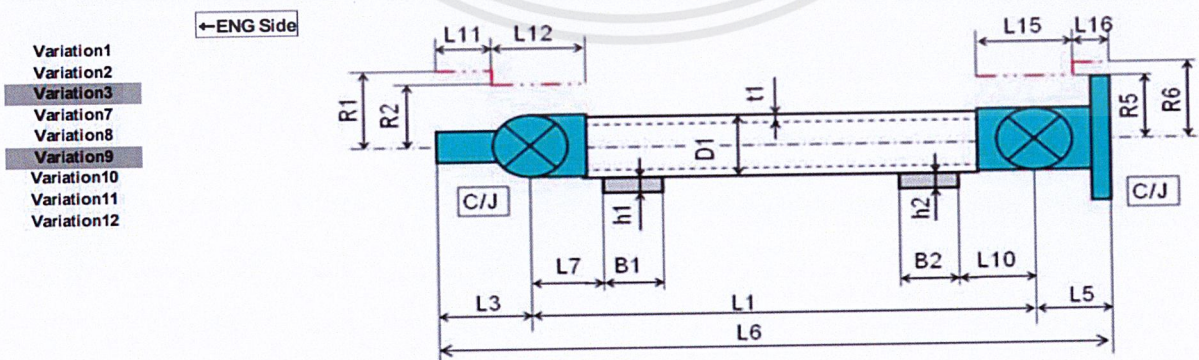
Variation	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ENG	2.5L Gasoline	2.5L Diesel	2.3L Diesel	2.5L Gasoline	2.5L Diesel	2.3L Diesel	2.5L Gasoline	2.5L Diesel	2.3L Diesel	2.5L Gasoline	2.5L Diesel	2.3L Diesel	ALL	2.3L Diesel
TM	MT	MT	MT	AT-b	AT-a	AT-a	MT	MT	MT	AT-b	AT-a	AT-a	ALL	AT-a
AI F	2WD	2WD	2WD	2WD	2WD	2WD	4WD	4WD	4WD	4WD	4WD	4WD	4WD	4WD
P/SFTType	2S AL4.5	2S AL4.5	2S AL4.5	3S-2CVJ	3S-2CVJ(L)	2S AL	2S AL	2S AL	2S AL	2S AL+Ni	2S AL+Ni	2S AL+Ni	Front	Front

ภาพที่ 28 จำนวน Variation ในรุ่น 1330

Variation	Part Number		P/SFT Type	L1
	RFQ	Production		
Variation1	37000 P6021	37000 5KA1A	2S AL 4.5	1353.0
Variation2	37000 P6022		2S AL 4.5	1353.0
Variation3	37000 P0023		-	2S AL 4.5
Variation7	37300 P6041	37300 5KA1A	2S AL 4.0	985.0
Variation8	37300 P6042		2S AL 4.0	985.0
Variation9	37300 P6043		-	2S AL 4.0
Variation10	37300 P6044	37300 5KA1B	2S AL 4.0 + Ni	985.0
Variation11	37300 P6045	37300 5KA1B	2S AL 4.0 + Ni	985.0
Variation12	37300 P6046	37300 5KT1B	2S AL 4.0 + Ni	1035.0

ภาพที่ 29 แสดงขนาดท่อที่แตกต่างกันในรุ่น 1330

ซึ่งตารางจะเห็นได้ว่าเพลแบบท่อนเดี่ยวลูมิเนียจะมี 2 ขนาดคือ 4 นิ้วแล 4.5 นิ้ว เมื่อ Variation 3 นั้นเล็กผลิตตามตารางด้านบน และ Variation 1,2 มีขนาด L1 Yoke to Yoke ที่เท่ากันทำให้เกิดความติดเกี่ยวกับการใช้ท่อขนาดเดียวกันขึ้น



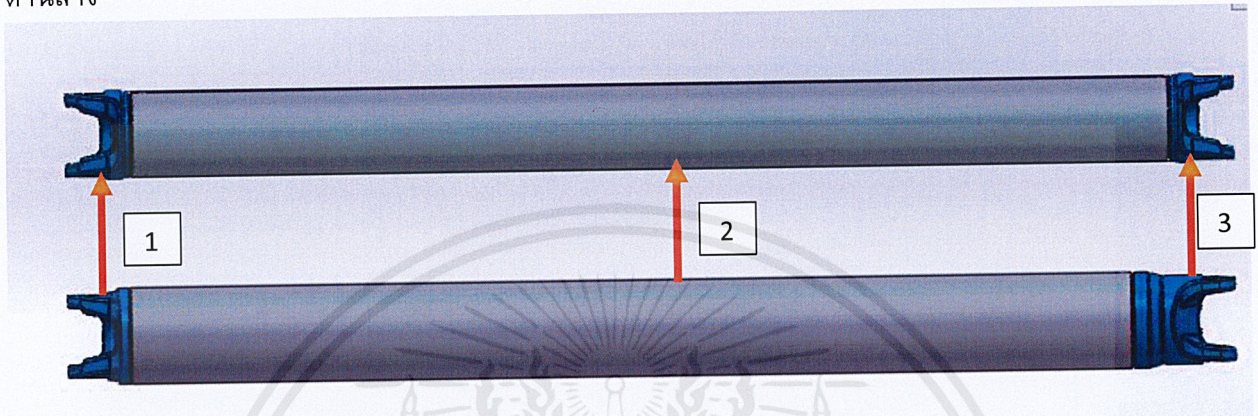
ภาพที่ 30 ขนาดของชิ้นส่วนต่างๆ ในรุ่น 1330

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 ปัญหาที่เกิดจากการเปลี่ยนขนาดท่อลูมิเนียม

3.1.2.1 ชั้นส่วนที่ต้องเปลี่ยนตามขนาดของท่อลูมิเนียม

ในเบื้องต้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดของท่อนั้นจะมีการเปลี่ยนแปลง ชั้นส่วนที่ 1,2 และ 3 ตามรูปด้านล่าง



ภาพที่ 31 ภาพแสดงชั้นส่วนที่ต้องมีการออกแบบใหม่ของเพลาท่อน Drive Shaft

โดยมีชั้นส่วนที่ต้องเปลี่ยนแปลงดังนี้

1. Tube Yoke Part number 2-028-3507 เปลี่ยนเป็น Tube Yoke Part number 5016881
2. Tube \varnothing 115.3 x 2.16 เปลี่ยนเป็น \varnothing 102.5 x 2.16
3. Tube Yoke Part number 5001484 เปลี่ยนเป็น Tube Yoke Part number 5016882

โดยส่วนที่เกิดการเปลี่ยนแปลงนี้จะไม่นับรวมส่วนข้อต่อต่างๆ เพื่อให้สามารถใช้ข้อต่อเดียวกับเพลาชับในรุ่นเดียวกันได้ โดยภาพแสดงให้เห็นถึง Dog Bone (ส่วนเพลาชับที่ประกอบด้วย Tube Yoke - Tube - Tube Yoke ซึ่งมีรูปร่างคล้ายกระดูกสุนัขหลังทำการเชื่อมแล้ว)

จากรูปจะสังเกตเห็นได้ว่าเมื่อมีการเปลี่ยนขนาดท่อให้เล็กลงเป็น 4 นิ้วและต้องการใช้ชั้นส่วนแบบเดียวกันกับ Variation อื่นๆ ทั้งส่วน Tube Yoke, Flange Yoke, Slip Yoke และข้อต่อ ส่วนท่อนั้นต้องทำการยึดความยาวออกเนื่องจากต้องทดแทนระยะ Tube Yoke ทั้งสองด้านที่สั้นลงทำให้จากเดิม ใช้ท่อขนาด 4.5 นิ้วความยาว 1193 mm. เปลี่ยนเป็นท่อขนาด 4 นิ้วความยาว 1235 แทน เพื่อให้ระยะ Tube Yoke - To- Tube Yoke หรือ L1 ยังคงที่ที่ 1353 mm.

โดย Cross Hole หรือ หูของท่อนั้นเป็นขนาดซึ่งเป็นข้อมูลจำเพาะของบริษัท ทำให้ไม่มีการเปลี่ยนแปลงกับส่วนข้อต่อทั้ง Journal Cross, Bearing Cup Assembly, Snap Ring และ Vent Plug จะยังคงใช้แบบเดียวกับโปรแกรม 1330 ซึ่งจะไม่มีการกล่าวถึงอีกในเอกสารฉบับนี้

3.1.2.2 ปัญหาที่พบ

เมื่อมีการออกแบบใดๆ หรือขอเปลี่ยนแปลงแบบข้อขึ้นส่วนใดก็ตามตามระบบของฝ่ายวิศวกรออกแบบนั้น จะต้องทำการคำนวณค่าต่างๆ ที่ใช้ในการออกแบบใหม่มา มีการแจ้งรายละเอียดถึงผู้ผลิต และในบางครั้งต้องแจ้งเอกสารการเปลี่ยนแปลงไปถึง บริษัทแม่ที่อเมริกา เพื่อให้ Application Engineer ซึ่งเป็นฝ่ายออกแบบ ชี้นงานต้นแบบ เพื่อให้ตรวจสอบความแข็งแรงหลังจากการเปลี่ยน รวมถึงตรวจสอบมาตรฐานต่างๆ ที่กำหนดไว้ในกรณีเช่นเดียวกันหลังจาก มีการเปลี่ยนแปลงขนาดของท่อแล้ว ซึ่งส่งผลกระทบต่อชิ้นส่วนอื่นรวมทั้งน้ำหนักเพลลาโดยรวม

โดยการเปลี่ยนแปลงความยาวของ Dog Bone รวมถึงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ จึงต้องมีการป้อนข้อมูลที่เปลี่ยนแปลงสู่โปรแกรมของ Dana Application Analysis

Property Name	Value	Units
Minimum Yield Strength (MPa)	192	MPa
Minimum Yield Strength (ksi)	27.6	ksi
Yield Strength (MPa)	210	MPa
Yield Strength (ksi)	30.3	ksi
Tensile Strength (MPa)	350	MPa
Tensile Strength (ksi)	50.8	ksi
Elongation (%)	18	%
Configuration Type	None	
Configuration Factor	1.00	
Critical Speed (rpm)	None	
Critical Speed (Hz)	None	
Vehicle Speed @ Critical Speed (km/h)	None	
Vehicle Speed @ Critical Speed (mph)	None	
Tube Wall Thickness (mm)	1.5	mm
Tube Wall Thickness (in)	0.059	in
Tube OD (mm)	16.0	mm
Tube OD (in)	0.630	in
Configuration Type	None	
Configuration Factor	1.00	
Critical Speed (rpm)	None	
Critical Speed (Hz)	None	
Vehicle Speed @ Critical Speed (km/h)	None	
Vehicle Speed @ Critical Speed (mph)	None	
Frequency Difference - First Bending	None	
Frequency Difference - Second Bending	None	
Frequency Difference - First Torsion	None	
Overall System Critical Speed	None	
Overall System Safety Factor	1.18%	
Working Fatigue Torque - Rear (Nm)	1318	Nm
Maximum Static Torque Rear (Nm)	2312	Nm
210-120 Torque Rear (Nm)	1830	Nm
Working Fatigue Torque - Front (Nm)	750	Nm
Maximum Static Torque Front (Nm)	750	Nm
175-120 Torque Front (Nm)	614	Nm
Shaft Properties		
Tube Material	Austenitic (A316)	
Tube Material	316	
Tube OD (mm)	16.0	mm
Tube Wall Thickness (mm)	1.5	mm
Tube Wall Thickness (in)	0.059	in
Tube OD (in)	0.630	in
Unit Weight (kg/m)	0.00172	kg/m
Unit Weight (lb/ft)	0.00124	lb/ft
Yield Stress (N/m ²)	1.94E+08	N/m ²
Yield Stress (lb/in ²)	2800	lb/in ²

ภาพที่ 32 หน้าจอแสดงผลโปรแกรมวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติ

จากเอกสารการวิเคราะห์ความแข็งแรงซึ่งเป็นเอกสารจำเพาะของบริษัทไม่สามารถเปิดเผยได้ ทำให้ทราบค่าเพลลาขับที่มีการออกแบบใหม่นั้นมีค่า Safety Factor ของความเร็ววิกฤตินั้นไม่เป็นไปตามมาตรฐานของ ดาน่า ซึ่งกำหนดไว้ที่ 25%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

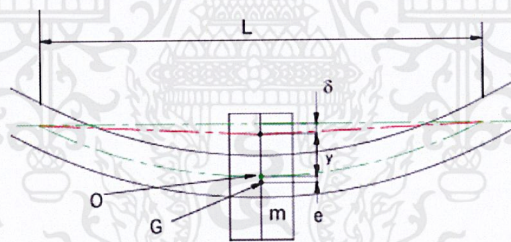
3.2 การวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติ

เนื้อหาในส่วนนี้จะต่อเนื่องมาจากส่วนก่อนหน้า เมื่อความเร็ววิกฤติ (Critical Speed) ของเพลลา Variation 1 และ 2 เปลี่ยนขนาดท่อนั้นต่ำเกินไป จึงไม่ผ่านมาตรฐาน จึงควรมาวิเคราะห์เกี่ยวกับความเร็ววิกฤติที่ ดาน่า สไปเซอร์ใช้งานและวิเคราะห์ความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการหมุนที่ความเร็ววิกฤติ ปรับปรุงค่าจากการจำลองให้ใกล้เคียงกับค่าจริงจากกรณีตัวอย่าง ตรวจสอบความแม่นยำของ ค่าความเร็ววิกฤติจริง ค่าจากสมการ และค่าจากการจำลองความเสียหาย

3.2.1 การคำนวณค่าความเร็ววิกฤติ

Critical Speed คือ ความเร็วค่าสูงสุด หรือ เรียกว่าค่าความเร็ววิกฤติที่ทำให้เพลลาขับเคลื่อนการสั่นแบบรุนแรง เนื่องจากความเร็วรอบการหมุนของเพลลาขณะใช้งาน มีค่าเท่ากับความเร็วธรรมชาติของเพลลานั้น เมื่อเพลลาเริ่มหมุน เพลลาจะหมุนรอบจุดศูนย์กลางของการหมุน เมื่อความเร็วรอบเพิ่มถึงค่าหนึ่งแรงหนีศูนย์กลางจะเท่ากับแรงที่ทำให้เพลลาเกิดการแอ่นตัวเนื่องจากน้ำหนัก จะเรียกความเร็ว ณ จุดนี้ว่าความเร็ววิกฤติโดยสมการความเร็ววิกฤตินั้นเป็นค่าโดยประมาณที่อาจคลาดเคลื่อน เนื่องจากตัวแปรอื่นๆที่ส่งผลเช่น Self-Damping ดังนั้นในการออกแบบเพลลาจึงให้ความเร็วในการใช้งานคลาดเคลื่อนได้จากค่าความเร็ววิกฤติ 25% (อ้างอิง: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, 2548)

วิธีการคำนวณ Critical Speed



3 ภาพที่ 33 ตัวอย่างการโก่งของคาน

Theoretical Critical Speed:

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot (D_o^2 + D_i^2)}{16\rho \cdot L^4}}$$

- เมื่อ
- E Material Modus of elasticity
 - D_o Outer Diameter of Shaft
 - D_i Inner Diameter of Shaft
 - ρ Material Density
 - L Shaft Length (Joint Center to Joint Center)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการด้านบนจะเห็นได้ว่าค่าที่มีผลเป็นนัยสำคัญมากที่สุดคือ L ซึ่งเป็นความยาว จาก Center Tube Yoke - To- Tube Yoke ค่า E และ ρ นั้นขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุ ส่วนค่า D ทั้งคู่ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและความหนาของท่อซึ่งส่วนมากจะมีค่าที่แน่นอนตามท้องตลาด

ตัวอย่างการคำนวณความเร็ววิกฤติ

กำหนดเพลลา Aluminum 6061 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 101.6 mm ความหนาท่อ 2.1 mm ความยาวจากปลายท่อทั้งสองจากจุดรับแรงเป็น 1150 mm Material Modus of elasticity 6.89×10^{10} N/m² และความหนาแน่น 2700 ความเร็ววิกฤติ kg/m³

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot (D_o^2 + D_i^2)}{16\rho \cdot L^4}}$$

$$C.S. = 30\pi \sqrt{\frac{6.89 \times 10^{10} \cdot (101.6^2 + 97.4^2)}{16 \cdot 2700 \cdot 1150^4}}$$

$$= 12667.12 \text{ rpm}$$

$$= \frac{12667.12}{60} \text{ Hz}$$

$$= 212.51 \text{ Hz}$$

3.2.2 วิธีการหาค่าความเร็ววิกฤติด้วยการ Simulation

ในบทนี้นอกจากจะหาค่าด้วยการคำนวณแล้วยังสามารถหาค่า ความเร็ววิกฤติเพื่อยืนยันความเสียหายว่าจะไม่เกิดในช่วงที่เราต้องใช้ความเร็วของเพลลาขับ จึงควรสร้างแบบจำลองเพื่อหาค่าความเร็ววิกฤติในอีกทางหนึ่ง เพื่อนำมาใช้เปรียบเทียบวิธีการ Simulation เพื่อหาค่าความเร็ววิกฤติ

1. จากตัวอย่างที่ผ่านมาก่อนอื่นวาดแบบ 3D



4 ภาพที่ 34 รูปท่อที่ใช้ในการทดสอบความเร็ววิกฤติ

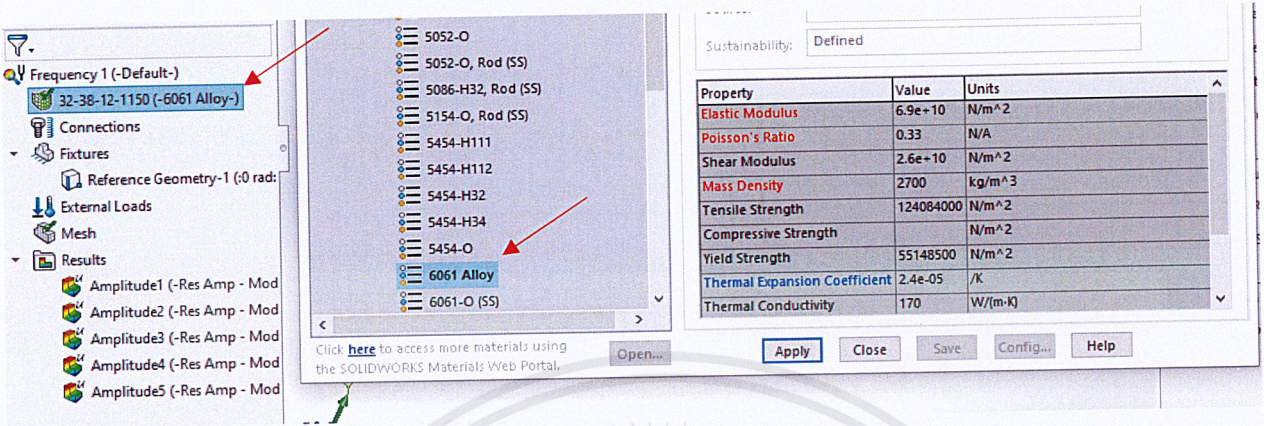
2. เลือกการ Simulation แบบ Frequency หรือ Dynamic ก็ได้ในกรณีนี้เลือกเป็นโหมด Frequency



5 ภาพที่ 35 การเลือกโหมดในการสร้างแบบจำลองในโปรแกรม Solidworks

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.เลือกMaterial ให้ตรงกับที่ออกแบบไว้ ในกรณีนี้เป็น Aluminum 6061



6 ภาพที่ 36 การเลือกวัสดุในเพื่อ simulationโปรแกรม Solidworks

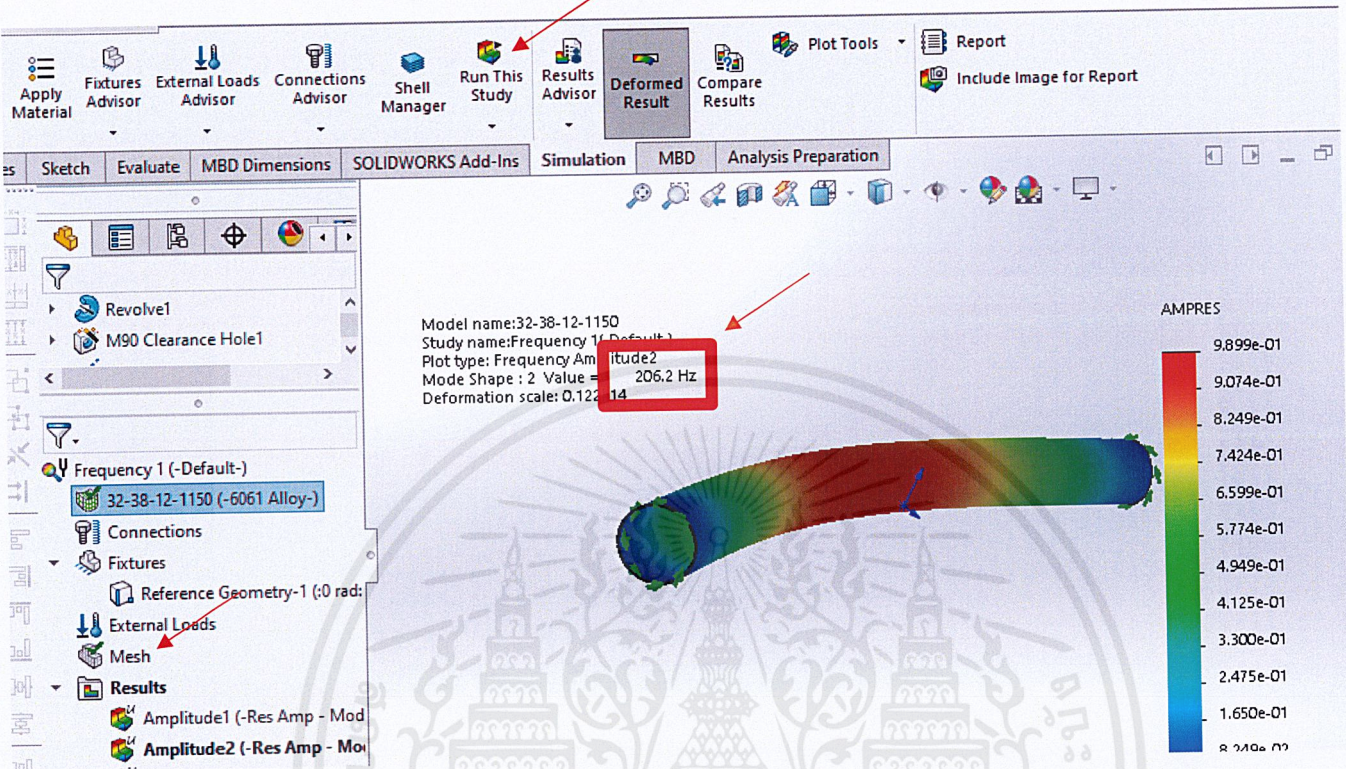
4.เลือกการ Fixture แบบ Use reference geometry



ภาพที่ 37 การเลือกการยึดจับในภาพที่ เพื่อ simulationโปรแกรม Solidworks

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. เลือกขนาด Mesh คลิก Run เลือกดูผลที่ Mode 2 เนื่องจาก Mode1 = 0 Hz



ภาพที่ 38 ค่าความเร็ววิกฤติจาก simulation โปรแกรม Solidworks

ได้ผลการ Simulation ออกมาเป็น 206.2 Hz หรือเป็น 12372 รอบต่อนาทีที่หมายความว่าเพลลาอลูมิเนียมนี้มี Critical Speed เมื่อเพลลาขับหมุนด้วยความเร็ว 206.2 รอบต่อวินาที

3.2.3 เปรียบเทียบค่าความเร็ววิกฤติจากการคำนวณ และการSimulation

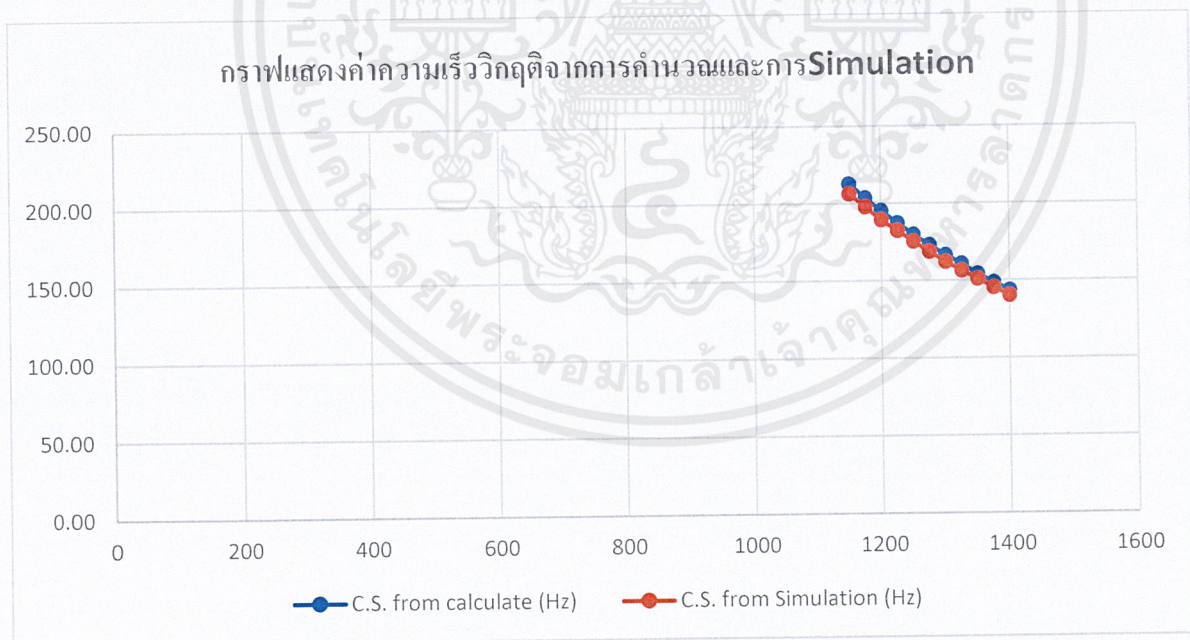
เพื่อเปรียบเทียบและหาแนวโน้มของ Critical speed รวมถึงเป็นการปรับค่าเพื่อหาขนาดและออกแบบ Dog Bone ที่เหมาะสมต่อขนาดท่อ 4 นิ้ว ดังนั้นจึงมีการปรับปรุงค่าที่ได้จากการ simulation ว่ามีความน่าเชื่อถือหรือไม่ โดยการเลือกเปลี่ยนความยาวของท่อซึ่งมีนัยสำคัญที่สุดต่อค่าความเร็ววิกฤติจากนั้นนำค่าที่ได้จากการทดลองและsimulation มาเปรียบเทียบและหา ร้อยละความคลาดเคลื่อน

โดยทดสอบให้คุณสมบัติ เพลลา Aluminum 6061 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 101.6 mm ความหนาท่อ 2.1 mm Material Modus of elasticity 6.89×10^{10} N/m² และความหนาแน่น 2700 ความเร็ววิกฤติ kg/m³ เริ่มต้น ความยาวจากปลายท่อทั้งสองจากจุดรับแรงเป็น 1150 mm. จนถึง 1400 mm.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

L ความยาวของท่อ (mm)	C.S. from calculate (Hz)	C.S. from Simulation (Hz)	Error
1150	212.51	206.20	2.97%
1175	203.56	197.73	2.86%
1200	195.17	189.34	2.99%
1225	187.29	182.24	2.70%
1250	179.87	175.25	2.57%
1275	172.88	168.55	2.50%
1300	166.30	161.94	2.62%
1325	160.80	156.14	2.90%
1350	154.21	150.80	2.21%
1375	148.65	145.33	2.23%
1400	143.39	140.06	2.32%
Average			2.63%

ตารางที่ 1 เปรียบเทียบความเร็ววิกฤติจากการคำนวณและการ Simulation



ภาพที่ 39 กราฟแนวโน้มแสดงค่าความเร็ววิกฤติจากการคำนวณและการ Simulation

โดยจากตารางและกราฟแสดงผลได้ว่าค่าความเร็ววิกฤติที่ได้จากสองวิธีการมีความใกล้เคียงกัน โดยมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 2.63 % และค่า simulation นั้นต่ำกว่าค่าคำนวณตั้งนั้นแม้ว่าถ้าค่าความเร็ววิกฤติจริงจะต่ำกว่าค่าคำนวณเพียงเล็กน้อย เพลาก็อาจจะพังได้ แต่ถ้าค่าความเร็ววิกฤติจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูงกว่าการคำนวณแสดงว่า การ simulation นี้จะปลอดภัยแน่นอน และมีจุดสังเกตว่าเมื่อความยาวเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ค่าความคลาดเคลื่อนกลับลดลงซึ่งอาจเป็นผลจากการเพิ่มความยาวทำให้ลักษณะ Damp ความยืดหยุ่นภายในเพื่อใกล้เคียงกับทฤษฎีที่นำมาคำนวณมากขึ้น

3.3 การออกแบบ Dog Bone

เมื่อรู้ถึงการวิเคราะห์และทำความเข้าใจกับการหาค่า Critical speed ได้แล้ว จึงนำมาสู่กระบวนการออกแบบในขั้นแรก เนื่องจากการลดขนาดของท่ออลูมิเนียมทำให้ Safety factor ของความเร็ววิกฤติไม่ผ่านมาตรฐานของ ดาน่า สไปเซอร์ เพื่อให้สามารถออกแบบความยาวของท่ออลูมิเนียมให้ผ่านมาตรฐาน โดยความยาวของ Dog Bone ความยาวจนถึง Cross hole Tube Yoke ช้ายและขวา รวมกับความยาวของท่ออลูมิเนียมอยู่ที่ตรงกลาง

3.3.1 ข้อกำหนดของการออกแบบ Aluminum Dog Bone

1. เนื่องจากการออกแบบเพลลาขับเคลื่อนนี้ต้องผ่านมาตรฐานของบริษัทดาน่าสไปเซอร์ โดยต้องผ่าน Program Driveshaft Application Analysis เพื่อตรวจสอบค่าความเร็ววิกฤติว่าผ่านเกณฑ์หรือไม่แต่เอกสารการวิเคราะห์นี้เป็นความรู้เฉพาะทางของ บริษัทไม่สามารถเปิดเผยได้ ดังนั้นนักศึกษาจึงใช้สมการพื้นฐานจากหนังสือ Mechanical Engineer Design เป็นพื้นฐานตั้งสมการที่ได้กล่าวไปข้างต้น

เมื่อนำมาเปรียบเทียบจึงพบที่มีความแตกต่างกัน 0.926072 เท่า โดยสมการความเร็ววิกฤติของ บริษัทนั้นจะมีตัวแปรเพิ่มเข้าไปอีกตัว เป็นค่าคงที่ $C = 0.92$ เมื่อลองศึกษาค้นคว้าจึงพบว่า เป็น Configuration factor ของบริษัท เป็นตัวแปรปรับลดค่า ความเร็ววิกฤติเนื่องจากผลกระทบจากการส่งกำลังของเพลลาขับทั้งสองด้าน ถ้าด้านหนึ่งเป็น Spline สามารถขยับเข้าออกตามรแนวร่องฟันได้ อีกด้านยึดจับด้วย bolt และความหยวบของผิวงาน จะเรียกว่า การยึดจับแบบ Onboard Slip

เพื่อจำลองหน้าตาส่วนวิเคราะห์ความเร็ววิกฤตินั้นนักศึกษา จึงต้องคูณค่า Error 0.66% เข้าไป อีก 1.0066 เพื่อความแม่นยำของมาตรฐาน ดังนั้นสมการของ ดาน่าสไปเซอร์จึงเป็นดังนี้

$$C.S. = 0.92 \cdot 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot (D_o^2 + D_i^2)}{16\rho \cdot L^4}}$$

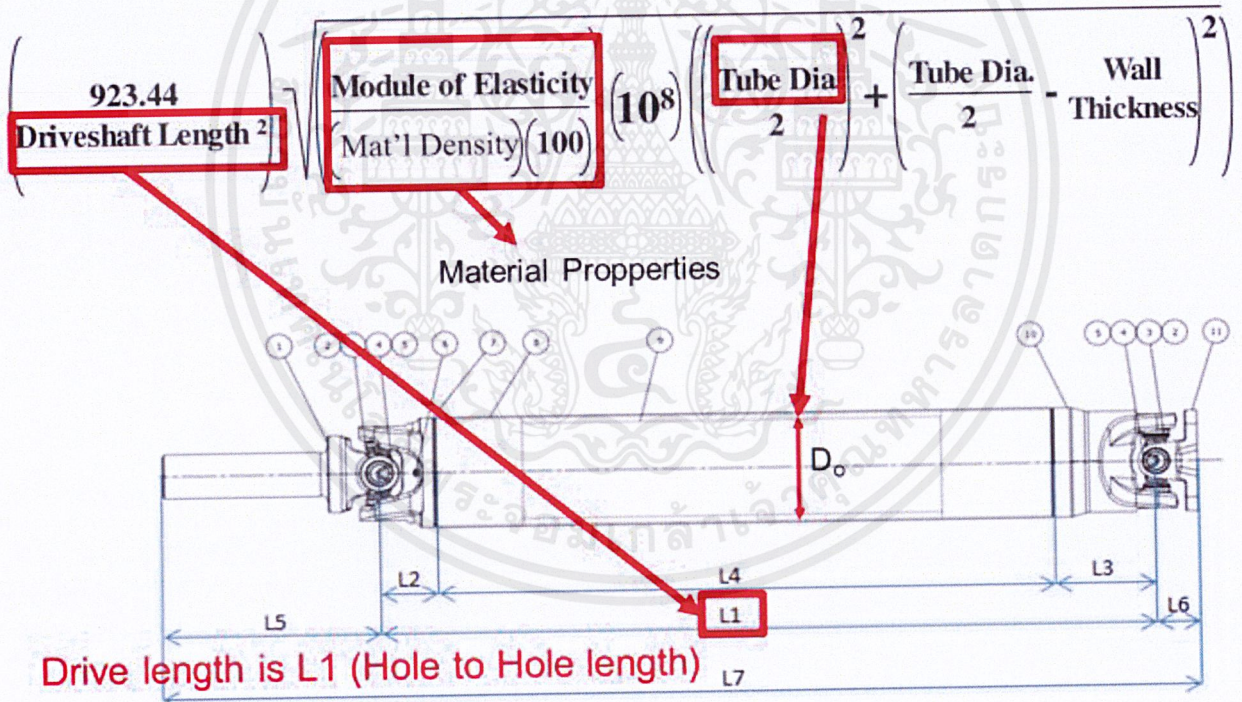
Configuration Factor = 0.92

2. จากสมการด้านบนจะเห็นได้ว่า ปัจจัยที่มีผลต่อความเร็ววิกฤตินั้นแบ่งเป็น 3 ส่วนคือ

2.1 E และ $\rho \propto$ Material

2.2 L = ระยะของ Cross Hole จากข้อต่อทั้งสองต้น

2.3 $D_o^2 + D_i^2 \propto$ เส้นผ่านศูนย์กลางและความหนา

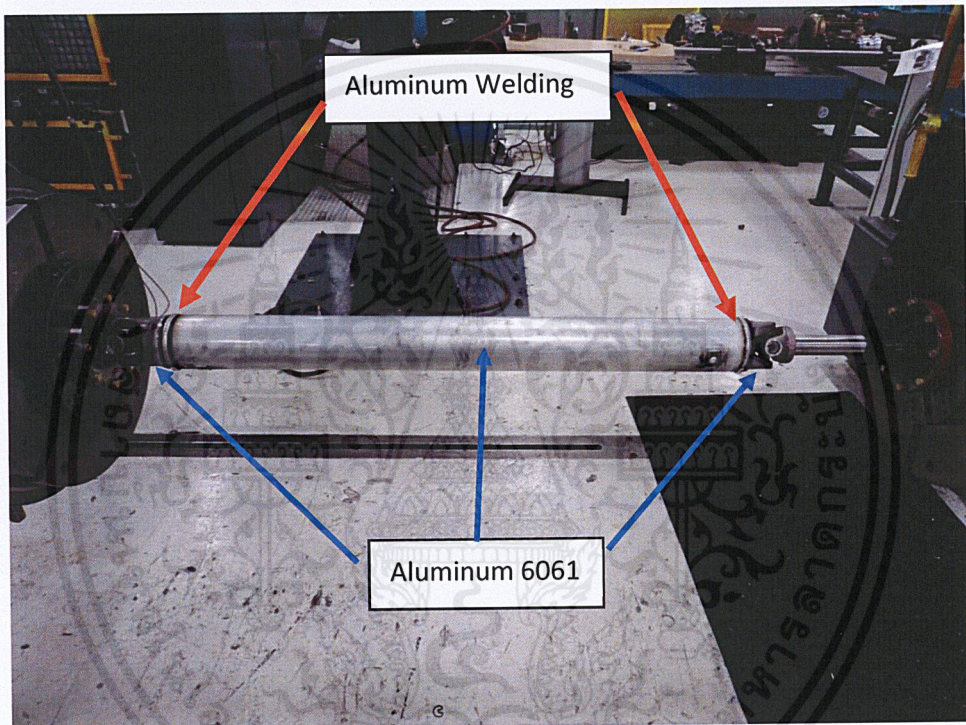


4 ภาพที่ 40 ตัวแปรที่มีผลต่อความเร็ววิกฤติ

3. ปัจจัยทางด้านของวัสดุในการผลิตนั้น ไม่สามารถปรับเปลี่ยนได้เนื่องจาก มีความต้องการใช้ Tube Yoke แบบ 501668 ทั้งโปรแกรม P60A ซึ่งใช้อลูมิเนียม 6061 Alloy มาตั้งแต่ต้น โดยเงื่อนไขในการออกแบบนั้นต้องการให้วัสดุดิบของท่อและ Tube Yoke เป็นชนิดเดียวกัน เนื่องจาก กระบวนการทำเพลลาขับเคลื่อน Assembly เริ่มต้นที่การ Welding ส่วน Dog bone นั้นเอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และความรู้เกี่ยวกับเชื่อมอลูมิเนียมนี้เป็นข้อมูลจำเพาะ ซึ่งการเชื่อมแบบนี้ สามารถทำได้แค่ 3 แห่งในโลก ดังนั้นการปรับเปลี่ยนวัตถุดิบนั้นจะเปลี่ยนแค่ ท่อก็ไม่ได้เนื่องจากต้องเชื่อม แต่หากต้องการเปลี่ยน Dog Bone ก็จะกระทบกับสายผลิตทั้งรุ่น ต้องทำการ Trial welding machine ใหม่ต้องทำ Work instruction ใหม่ หรือกรณีเลวร้ายที่สุดคือต้องเปลี่ยนเครื่องจักรใหม่ เพราะไม่รองรับการเชื่อมท่อ Aluminum เกรดอื่นซึ่งถือเป็นการลงทุนที่สูงและไม่คุ้มค่า



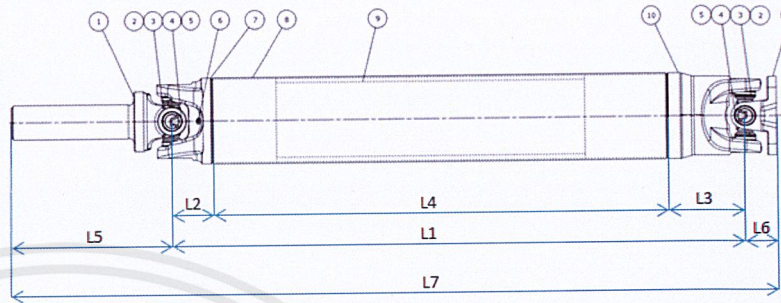
5 ภาพที่ 41 จุดเชื่อมเพลาลูมิเนียม

3. ปัจจัยด้านขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและความหนาของท่อ ก็ไม่สามารถเปลี่ยนแปลงได้เช่นกัน เนื่องจากเป็นเงื่อนไขเริ่มต้นของโปรเจกต์ซึ่งต้องการลดขนาดของท่ออลูมิเนียมจาก 4.5 นิ้ว นอกจากนั้นการหาขนาดอื่นๆ เช่น 4.25 นิ้ว หรือ 4.2 นิ้วก็ไม่มีตามตลาดผู้ผลิตทั่วไปเช่นกันแม้ขณะนี้ ดาน่า กำลังหาผู้ผลิตรายใหม่ก็ตาม นอกจากนั้นการเพิ่มความหนาของท่อจะเป็นการเพิ่มน้ำหนักของท่อซึ่งส่งผลให้ค่า Critical Speed ต่ำลงเพลาชับจะพังง่ายขึ้น

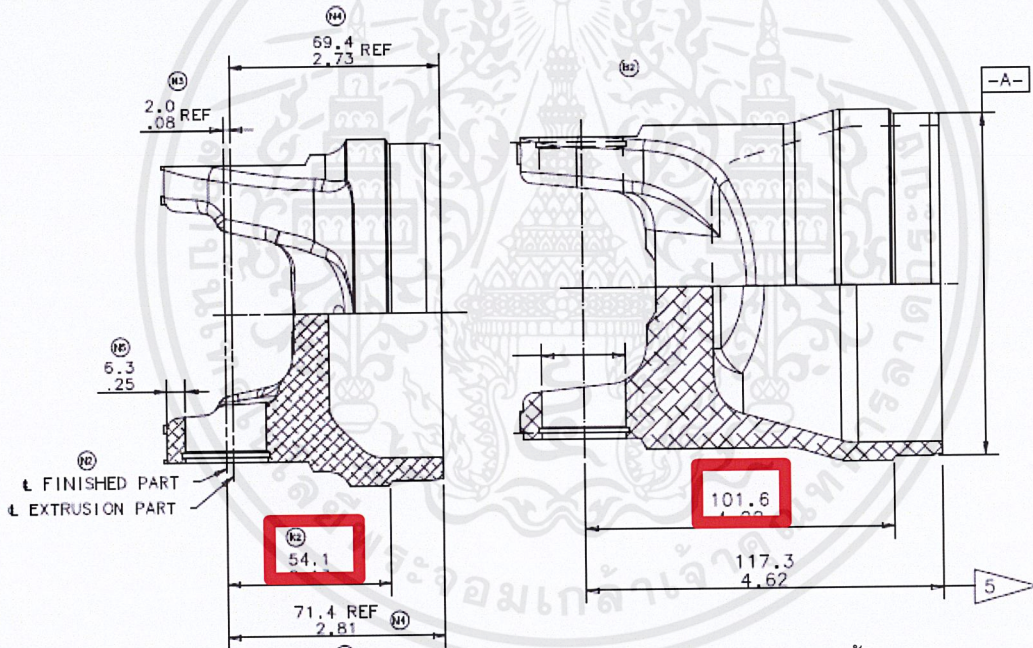
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ดังนั้นปัจจัยเดียวที่สามารถแก้ไขและออกแบบคือ L หรือความยาว Hole – Hole เท่านั้น แต่อย่างไรก็ดีความยาวของ Dog Bone นั้นประกอบด้วย 3 องค์ประกอบ

Current Dimension(P60A 4.5 inch)	
Current Yoke-Yoke length (mm) - L1	1353.000
Tube Yoke1 Length (mm) - L2	56.400
Tube Yoke2 Length (mm) - L3	103.900
Tube Length (mm) - L4	1192.700
Slip Yoke Length (mm) - L5	215.000
Flange Yoke Length (mm) - L6	41.100
Current Entire Length (mm) - L7	1609.100



ตารางที่ 3 ระยะต่างๆของเพลลา 4.5 นิ้ว



ภาพที่ 42 ขนาดของ Tube Yoke เพลลา 4.5 นิ้ว

จากตารางแสดงถึงขนาดของเพลลาขั้วอลูมิเนียม 4.5 นิ้วรุ่นปัจจุบัน จะเห็นได้ว่า L ในสมการความเร็ววิกฤตินั้น คือ L1 Yoke-Yoke length โดยระยะ $L1 = L2 + L3 + L4$ แต่จะเห็นจากรูปด้านล่างว่า ขนาด L2 กับ L3 ไม่ตรงกับขนาดในแบบเนื่องจาก มีระยะที่เพิ่มเข้ามาระหว่าง Tube Yoke กับท่อนั้นเองมีไว้เพื่อเป็นช่องว่างสำหรับการ อาร์คในกระบวนการ Welding โดยระยะอาร์คที่เพิ่มเข้ามา เพิ่มทั้งสองด้านด้าน 2.3 mm.

3.3.2 การวิเคราะห์หาความยาวที่เหมาะสมของ Dog bone

เพื่อหาความยาวที่เหมาะสมที่สุด จำเป็นต้องวิเคราะห์ว่าการยืดหรือหด ความยาว L เพิ่มขึ้นหรือลดลงส่งผลอย่างไรกับความถี่วิกฤติ ซึ่งแน่นอน จากสมการจะเห็นได้ว่า

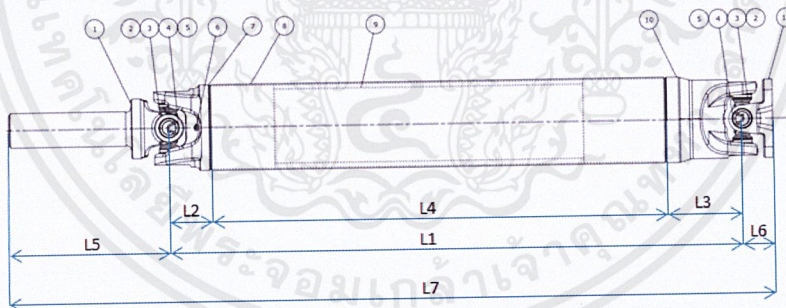
$$\text{Critical Speed} = 0.92 \cdot 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot (D_o^2 + D_i^2)}{16\rho \cdot L^4}}$$

$$\text{Critical Speed} \propto \sqrt{\frac{1}{L^4}}$$

$$\text{Critical Speed} \propto \frac{1}{L^2}$$

ซึ่งปัญหาก็เกิดขึ้นจาก $\frac{\text{Critical Speed}}{\text{Actual Driveshaft Speed}} < 1.25$ ไม่ผ่านเกณฑ์ เพื่อให้ Safety factor มากกว่า 25% ดังนั้นต้องเพิ่ม Critical Speed จึงต้องลดความยาว ระหว่างหลุม

แล้วลดลงเท่าไรถึงจะพอดี ซึ่งต้องคำนึงด้วยว่าเมื่อลดขนาดความยาวของ Dog bone ลงแต่ความยาวของเพลาชับได้ห้องรถนั้นถูกกำหนดไว้ให้คงที่อยู่แล้ว จากตารางความยาวจะเห็นว่า ความยาวได้ห้องรถ คือ 1609.1mm นั้นต้องเท่าเดิมเสมอ $L7 = L1 + L5 + L6$ เมื่อ L1 สั้นลงแน่นอนว่า L5 กับ L6 ต้องยืดออกเพื่อทดแทนความยาวที่หายไป



ภาพที่ 43 ระยะต่างๆ ของเพลาท่อนเดียว

แต่ชิ้นส่วนทั้งสองนั้นคือ Slip Yoke กับ Flange Yoke ใช้วัสดุเป็นเหล็ก ซึ่งส่วนหูและ Cross hole ของทั้งสองส่วนนั้นแตกหักได้ง่าย และเหล็กมีปริมาตรมากกว่าลูมิเนียม ดังนั้น ถ้ายิ่งยืดออกมาจะทำให้น้ำหนักโดยรวมของเพลานักเพิ่มขึ้นด้วยดังนั้น จะเป็นการดีที่ ลดความยาวของ Dog bone ลงให้สั้นที่สุดก็คือตรงกับเงื่อนไขของดำน่าพอดีที่ 25 %

เพื่อให้ถึงมาตรฐานพอดิตั้งนั้นจึงควรมี ตารางวิเคราะห์ความเร็ววิกฤติที่แม่นยำตรงกับโปรแกรมของทางดانا สไปเซอร์ ดังนั้นนักศึกษาจึงทำสูตรตารางการหาค่าความเร็ววิกฤติที่ใกล้เคียงกับโปรแกรมของบริษัทมากที่สุดโดยอ้างอิงจากสูตรของบริษัทเอง เมื่อหาความเร็ววิกฤติเพลาชับ 4.5 นิ้วได้ผลดังนี้

Former Critical Speed (P60A Ø 4.5 inch)	
Support length L (mm)	1375.000
Outer Diameter Do (mm)	115.300
Thickness (mm)	2.100
Inner Diameter Di (mm)	111.100
Tire Size (m)	0.364
Max Vehicle Speed (kph)	233.000
Highest Axle Ratio	4.363
Material	Aluminum
Density ρ (kg/m ³)	2700.000
Modulus E (N/m ²)	6.89E+10
Area A (mm ²)	746.819
Second Moment through centroid J (mm ⁴)	1.197E+06
Acceptable Critical speed (rpm)	9335.001
Actual Shaft Speed (rpm)	7408.131
Critical Speed (Hz)	160.684
Vehicle Speed @Critical (kph)	303.230
Safety Factor	26%

Current Critical Speed (P60A Ø 4.5 inch)	
Support length L (mm)	1353.000
Outer Diameter Do (mm)	115.300
Thickness (mm)	2.100
Inner Diameter Di (mm)	111.100
Tire Size (m)	0.364
Max Vehicle Speed (kph)	233.000
Highest Axle Ratio	4.363
Material	Aluminum
Density ρ (kg/m ³)	2700.000
Modulus E (N/m ²)	6.89E+10
Area A (mm ²)	746.819
Second Moment through centroid J (mm ⁴)	1.197E+06
Acceptable Critical speed (rpm)	9641.046
Actual Shaft Speed (rpm)	7408.131
Critical Speed (Hz)	155.583
Vehicle Speed @Critical (kph)	293.604
Safety Factor	30%

ตารางที่ 4 เปรียบเทียบค่าจากการยกเลิกเพลารุ่น 1330 Variation 3

ซึ่งจากตารางจะเห็นได้ถึงการเปลี่ยนแปลงของความยาวเพลาดังตารางฝั่งซ้ายแสดงถึงขนาดของเพลาชับ 4.5 นิ้ว ตอนเริ่มโปรแกรม P60A นั้น Dog Bone ของ Variation 3 นั้นยาวที่สุด 1375 mm ซึ่งได้ Safety Factor ใกล้เคียงมาตรฐานที่ 25% พอดี

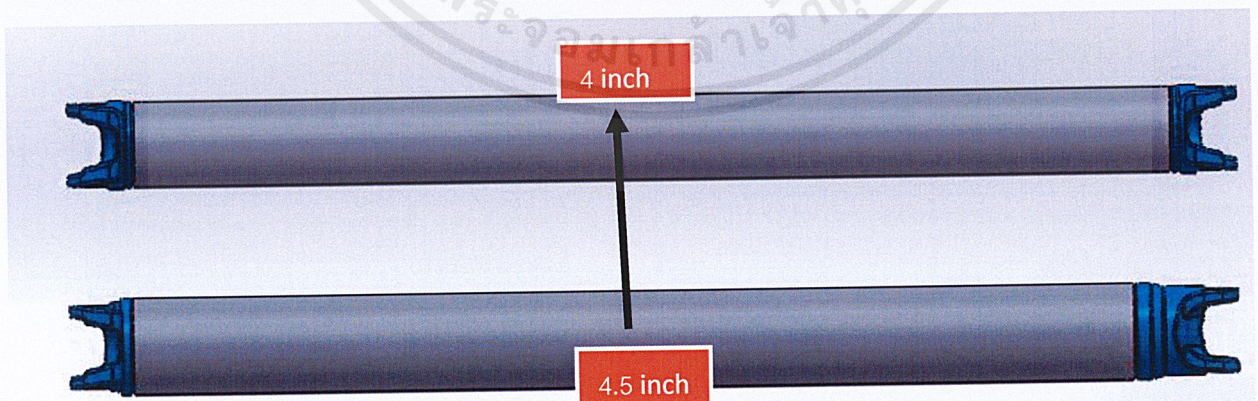
แต่ต่อมายกเลิกการผลิตเพลารุ่นนี้ความยาว Dog bone ที่มากที่สุด จากท่อ 4.5 นิ้วจึงกลายเป็น 1353 mm แทนทำให้ Safety factor เพิ่มขึ้นเป็น 30% นี้ก็เป็นส่วนหนึ่งที่ทำให้แผนกต้องการทำโปรเจกต์ลดต้นทุนเพราะ มี Safety factor ที่มากเกินไป จึงน่าจะมีช่องว่างให้การยึดหู Slip Yoke และ Flange Yoke มีโอกาสทำได้

Current Critical Speed (P60A Ø 4.5 inch)	
Support length L (mm)	1353.000
Outer Diameter Do (mm)	115.300
Thickness (mm)	2.100
Inner Diameter Di (mm)	111.100
Tire Size (m)	0.364
Max Vehicle Speed (kph)	233.000
Highest Axle Ratio	4.363
Material	Aluminum
Density ρ (kg/m ³)	2700.000
Modulus E (N/m ²)	6.89E+10
Area A (mm ²)	746.819
Second Moment through centroid J (mm ⁴)	1.197E+06
Acceptable Critical speed (rpm)	9641.046
Actual Shaft Speed (rpm)	7408.131
Critical Speed (Hz)	160.684
Vehicle Speed @Critical (kph)	303.230
Safety Factor	30%

Down Size Critical Speed (Ø 4.0 inch)	
Support length L (mm)	1353.000
Outer Diameter Do (mm)	101.600
Thickness (mm)	2.100
Inner Diameter Di (mm)	97.400
Tire Size (m)	0.364
Max Vehicle Speed (kph)	233.000
Highest Axle Ratio	4.363
Material	Aluminum
Density ρ (kg/m ³)	2700.000
Modulus E (N/m ²)	6.89E+10
Area A (mm ²)	656.436
Second Moment through centroid J (mm ⁴)	1.63E+06
Acceptable Critical speed (rpm)	8474.670
Actual Shaft Speed (rpm)	7408.131
Critical Speed (Hz)	141.245
Vehicle Speed @Critical (kph)	266.545
Safety Factor	14%

ตารางที่ 5 เปรียบเทียบค่าจากการลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา

ซึ่งจากตารางจะเห็นได้ถึงการเปลี่ยนแปลงขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา จากเพลลาขนาด 4.5 นิ้ว เป็น 4 นิ้วตามวัตถุประสงค์ของโครงการ แต่จะเห็นได้ว่าการลดขนาด แต่ยังคงความยาว เท่าเดิมอยู่นั้น Safety Factor กลับอยู่ที่ 14% ไม่ผ่านมาตรฐานที่ 25% กลายเป็นสีเหลืองหรือควรปรับปรุงแก้ไข ถ้าต่ำกว่า 5% จะเป็นสีแดงตามโปรแกรมวิเคราะห์แสดงว่าอยู่ในช่วงอันตรายถ้าประกอบเพลลาไปกับรถยนต์แล้วมีโอกาสเกิดความเสียหาย ณ ความเร็ววิกฤติสูง



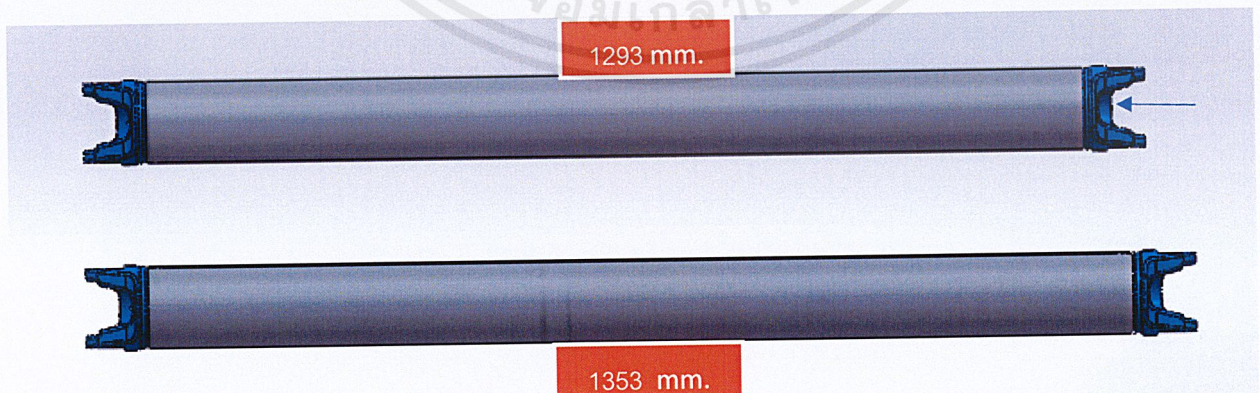
4 ภาพที่ 44 การเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

Purpose Critical Speed (Ø 4.0 inch)	
Trial Support length L (mm)	1353.000
Outer Diameter Do (mm)	101.600
Thickness (mm)	2.100
Inner Diameter Di (mm)	97.400
Tire Size (m)	0.364
Max Vehicle Speed (kph)	233.000
Highest Axle Ratio	4.363
Material	Aluminum
Density ρ (kg/m ³)	2700.000
Modulus E (N/m ²)	6.89E+10
Area A (mm ²)	656.436
Second Moment through centroid J (mm ⁴)	1.63E+06
Acceptable Critical speed (rpm)	8474.670
Actual Shaft Speed (rpm)	7408.131
Critical Speed (Hz)	141.245
Vehicle Speed @Critical (kph)	266.545
Safety Factor	14%

Purpose Critical Speed (Ø 4.0 inch)	
Trial Support length L (mm)	1293.000
Outer Diameter Do (mm)	101.600
Thickness (mm)	2.100
Inner Diameter Di (mm)	97.400
Tire Size (m)	0.364
Max Vehicle Speed (kph)	233.000
Highest Axle Ratio	4.363
Material	Aluminum
Density ρ (kg/m ³)	2700.000
Modulus E (N/m ²)	6.89E+10
Area A (mm ²)	656.436
Second Moment through centroid J (mm ⁴)	1.63E+06
Acceptable Critical speed (rpm)	9279.431
Actual Shaft Speed (rpm)	7408.131
Critical Speed (Hz)	154.657
Vehicle Speed @Critical (kph)	291.856
Safety Factor	25%

ตารางที่ 6 เปรียบเทียบค่าจากการลดขนาดความยาว Dog Bone

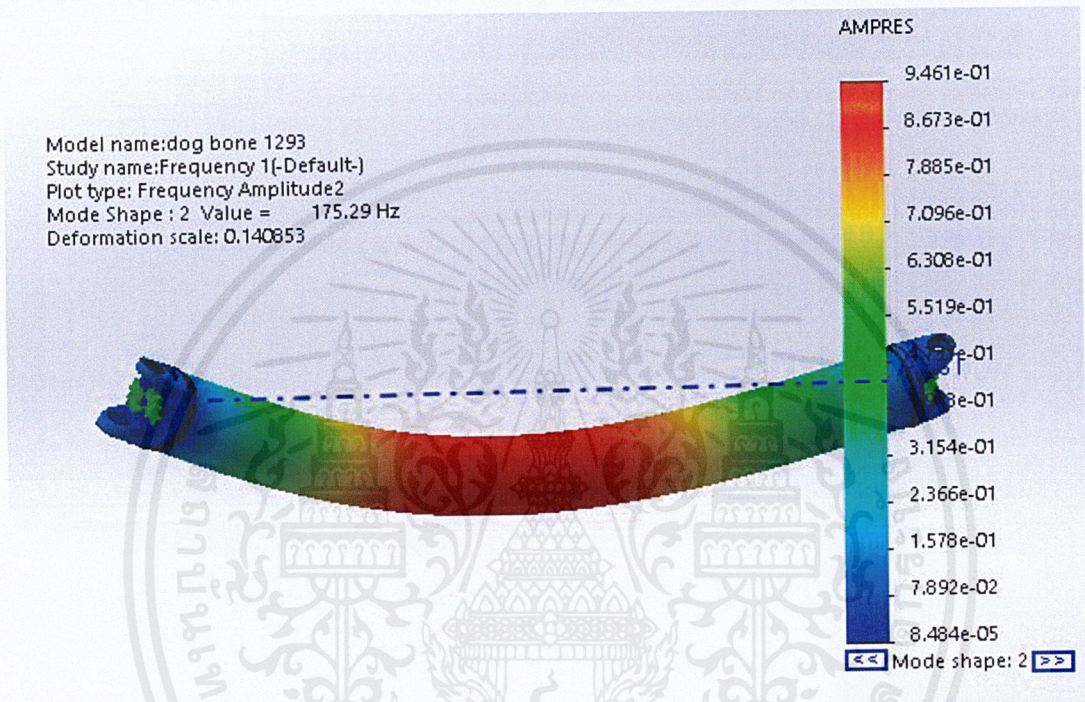
ซึ่งจากตารางจะเห็นได้ถึงการเปลี่ยนแปลงความยาวของ Dog Bone จากความยาว 1353 mm. เป็น 1293 mm. ซึ่งจะเห็นได้ว่าเมื่อลดความยาวให้สั้นลงนั้น Safety Factor กลับอยู่ที่ 25% ผ่านมาตรฐานที่พอดี แต่ก็เห็นได้ว่า ความยาวรวมของเพลานั้นจะลดลง ไป $1353 - 1293 = 60$ mm ซึ่งต้องนำไปทดแทนในส่วนอื่น ทั้งส่วน Flange Yoke และ Slip Yoke ดังนั้นจึงสามารถหาระยะความยาว Dog Bone ที่เหมาะสมที่สุดคือ 1293 mm นั้นเอง



6 ภาพที่ 45 การเปลี่ยนความยาวของ Dog Bone

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากมาตรฐานของ ดาน่า นั้นจะเห็นว่าท่อ Dog Bone ที่มีความยาว 1293 mm นั้นมีค่า Safety factor of Critical Speed ใกล้เคียง 25% ที่สุด แต่ไม่อาจทราบได้ว่า Critical Speed 9279.431 rpm นั้นเป็นค่าที่ปลอดภัยจริงหรือไม่จึงต้องทำการเปรียบเทียบกับค่า Simulation อีกครั้ง ตามแนวโน้มที่มีการปรับแก้ไว้ในตอนแรก เมื่อคุณ configuration factor = 0.92 ในสมการจึงเป็นที่แน่นอนว่าค่าความเร็ววิกฤต จากการจำลองควรจะมากกว่า



7 ภาพที่ 46 ความเร็ววิกฤติของ Dog Bone ใหม่จากการ Simulation

จากการ Simulation พบว่าความเร็ววิกฤติของเพลลา ความยาว 1293 mm ขนาด 4 นิ้ว มีค่า 175.29 Hz $175.29 \times 60 = 10517.4$ rpm ซึ่งมากกว่า 9279.431 rpm ตามสูตรของ ดาน่า เมื่อสังเกตจากแนวโน้มการปรับค่าแล้ว ค่าจากการคำนวณของดาน่าปลอดภัยมากกว่า และการออกแบบเพลลา Dog Bone แบบนี้ปลอดภัย แต่สุดท้ายต้องทำการเปรียบเทียบกับค่าทดลองจริง

3.3.3 วิเคราะห์และเปรียบเทียบค่าความเร็ววิฤติกับค่าจริงจากการทดลอง

หลังจากออกแบบ Dog Bone เรียบร้อยแล้วจึงควร นำเพลลาที่ได้มาทำการวิเคราะห์โดยการนำไป Simulation เพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณในตาราง รวมถึงนำค่าที่ได้จากแบบต่างๆมาเปรียบเทียบกับค่าจริงกับการทดลองเพื่อทำนาย ถึงความเสียหายที่อาจเกิดขึ้น ณ ความเร็ววิฤติ รวมถึงการวิเคราะห์ความล้าและแรงแฝงอื่นๆด้วย

1.การเปรียบเทียบค่าจากห้องทดลอง, คำนวณ และSimulation

ก่อนอื่นต้องอธิบายถึงการทดลองจริงของเพลลา โดยปกตินั้นหลังการออกแบบ และตรวจสอบองค์ประกอบต่างๆของเพลลารวมถึงการสร้างแบบจำลองแล้ว ทางบริษัทจะส่งเพลลาจริงที่ประกอบแล้วไปสู่ห้องทดลองเพื่อยืนยันความแข็งแรงอีกครั้ง โดยปกติจะมีการทดสอบหลายอย่าง

สำหรับเพลลาที่อนเดียวจะมีการทดสอบดังต่อไปนี้

- a. Part description
- b. Static Strength
- c. Impact Fatigue
- d. Bi-directional Fatigue
- e. Uni-directional Fatigue
- f. Sleeve Yoke Sealing
- g. Sleeve Yoke Sealing
- h. C/J Mudbath
- i. Anti-corrosion performance
- j. Critical Speed / Tube Hammering

โดยในรายงานผลการทดลองจะระบุว่าส่วนใดผ่านไม่ผ่าน ซึ่งปัจจุบันเพลลาที่อนเดียวที่บริษัทผลิต และมีการทดสอบ มีอยู่ด้วยกัน 3 รุ่น คือ P60A 4.5, inch P60A 4 inch, X60A 4 inch โดยใน ณ ที่นี้เราสนใจเพลลาที่ยาวที่สุดในรุ่นนั้นๆ เท่านั้นที่จะส่งมาทำการทดสอบ โดยทดสอบประเภท 3 ครั้ง ถ้าผ่านจะถือว่า เพลลาอื่นที่สั้นกว่าในขนาดท่อเดียวกันผ่านด้วย เพราะชิ้นส่วนส่วนมากเป็นการออกแบบแบบเดียวกัน

ส่วนที่เราน่าสนใจที่สุดคือส่วน ความเร็ววิฤติซึ่ง ผู้จัดทำได้ทำการจำลอง การทำงาน ณ ความเร็ววิฤติเข้าเพลลาที่มีผลการทดลองจริงทั้ง 3 ได้ผลดังนี้

	Critical Speed (rpm)		Experimental Data	Error	Actual Shaft Speed	Safety factor
60A Ø 4.5 inch	Dana Database	9,641	11,160	13.61%	7408	30.14%
	Foundation Formula	10,411		6.71%		40.54%
	Simulation Data	10,873		2.57%		46.77%
	Experimental Data	11,160		-		50.65%
P60A Ø 4 inch	Dana Database	14,482	15,647	7.45%	7730	87.35%
	Foundation Formula	15,638		0.06%		102.30%
	Simulation Data	15,240		2.60%		97.15%
	Experimental Data	15,647		-		102.42%
X60A Ø 4 inch	Dana Database	9,080	10,020	9.38%	6820	33.14%
	Foundation Formula	9,805		2.15%		43.77%
	Simulation Data	9,240		7.78%		35.48%
	Experimental Data	10,020		-		46.92%

ตารางที่ 7 เปรียบเทียบค่าความเร็ววิกฤติจากแหล่งต่างๆ

จากตารางเปรียบเทียบจะเห็นว่า การคิดความเร็ววิกฤติแบบ ดาน่าสไปเซอร์ นั้นปลอดภัยที่สุด ค่ามีความคลาดเคลื่อนจากค่าทดลองจริงมากที่สุด หมายความว่าถ้าตั้ง safety factor เท่ากัน ที่ 25% โอกาสที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รถยนต์ และเพลารถยนต์จะเกิดการสั่นพ้องจะต่ำที่สุดด้วย ในขณะที่เดียวกันค่าที่ได้จากสูตรพื้นฐาน และการ Simulation นั้นค่อนข้างใกล้เคียงกันและห่างจากค่าจริงไม่มากนักซึ่งถือว่าอันตรายในระดับหนึ่ง แต่ว่าโดยปกติจะให้ความเร็วรถยนต์ ที่ขับซึ่งจริงมีความเร็วสูงสุดจาก ต่างจากค่าวิกฤติ 25% อยู่แล้วจึงถือว่าปลอดภัย โดยดูจากภาพรวมแล้วค่าความเร็ววิกฤติอ้างอิงทุกค่าล้วนต่ำกว่า ค่าทดลองจริงทั้งหมดดังนั้นแม้เรา ยึดค่าจากสมการใดๆ ก็ถือว่าปลอดภัยและมี Safety Factor มากกว่า 30%

3.4 การจัดการระยะเพลาขับที่แตกต่างกัน

เนื่องจากการลดความยาว ของ Dog Bone ลงทำให้ต้องมีการเพิ่มความยาวของส่วนอื่นแทนเพื่อให้ขนาดของเพลาขับได้รถยนต์นั้นคงที่

Current Dimension(P60A 4.5 inch)		Purpose Dimension(4 inch)	
Current Yoke-Yoke length (mm) - L1	1353.000	Trial Yoke-Yoke length (mm) - L1	1293.000
Tube Yoke1 Length (mm) - L2	56.400	Tube Yoke1 Length (mm) - L2	59.000
Tube Yoke2 Length (mm) - L3	103.900	Tube Yoke2 Length (mm) - L3	59.000
Tube Length (mm) - L4	1192.700	Tube Length (mm) - L4	1175.000
Slip Yoke Length (mm) - L5	215.000	Slip Yoke Length (mm) - L5	215.000
Flange Yoke Length (mm) - L6	41.100	Flange Yoke Length (mm) - L6	41.100
Current Entire Length (mm) - L7	1609.100	Trial Entire Length (mm) - L7*	1549.100
		Diff Length [L7 - L7*] (mm)	-60.000

ตารางที่ 8 เปรียบเทียบความยาวของเพลาแบบเก่าและออกแบบใหม่

จากตารางเปรียบเทียบด้านบนจะเห็นว่ามียุทธศาสตร์เพลาขับได้ต้องรถที่ขาดไปเท่ากับ 60 mm. และจะต้องทำการยึดระยะของ Slip Yoke และ Flange Yoke มาทดแทน แต่การเพิ่มจะเพิ่มด้านละเท่าใด จากการปรึกษา ผู้นิเทศงานและวิศวกรฝ่ายออกแบบจึงมีแนวคิดที่ว่า ให้เพิ่มระยะออกมาทั้ง 2 ด้านเท่าๆกัน คือ 30 mm. โดยมีสาเหตุดังนี้

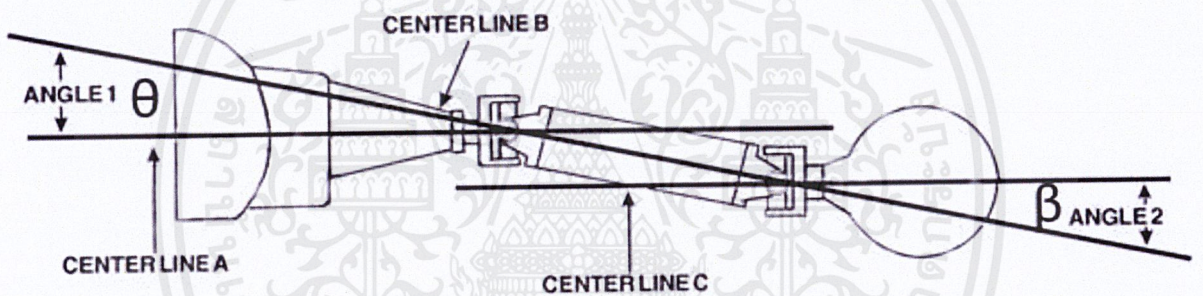
- 1.1 เนื่องจาก Cross hole summary หมายถึงรูที่หูของชิ้นงานทั้งสอง เพราะตัว Cross hole นี้ได้รับการออกแบบมาเพื่อรองรับแรงทั้งสองด้านตามความยาว และลักษณะโดยรวมของชิ้นงานแล้ว การปรับเปลี่ยนให้ด้านใดด้านหนึ่งมี ขนาดยาวกว่าแบบไม่คำนึงถึง แรงที่ใช้ในการออกแบบรู ตั้งแต่แรกอาจทำให้เกิดการแตกหักของรูได้ โดยเฉพาะ ส่วนบางที่สุดของ Cross Hole ซึ่งมี ระบุไว้ใน การ ออกแบบชิ้นงานใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 ตาม Specification Tender ของ Nissan มีการกำหนดมุมสูงสุดที่เพลาชับสามารถทำได้ใต้ท้องรถ โดยออกแบบจากระยะและช่องว่างใต้ท้องรถ ซึ่งมุมเหล่านี้ก็ส่งผลทำให้เกิด Secondary Couple Force แรงที่เกิดจากการหมุนและท่ามุมของเพลาชับ ซึ่งมีผลต่อการออกแบบ Cross hole อีกเช่นกัน ดังนั้น ถ้าไม่ทำการยึดระยะทั้งสองด้านให้เท่ากันจะทำให้มุมสูงสุดของเพลาชับเปลี่ยนไป

<1>	3-5-2	Change NES No.	NES M0301 (2015-N)
<2>	3-7-1 6 Joint Bending angle:	Change Joint Bending angle	<div style="border: 2px solid red; padding: 2px;"> Var1/2/7/8/10/11/12 #1 : 17.5 deg #2 : 18.5 deg </div> Var4 #1 : 20.5 deg #3 : 20.0 deg Var5 #1 : 21.5 deg #2 : 21.0 deg #3 : 20.0 deg

ภาพที่ 47 มุมใต้ท้องรถยนต์ของเพลา 4.5 นิ้ว



ภาพที่ 48 มุมของเพลาชับที่วางตัวใต้ท้องรถยนต์

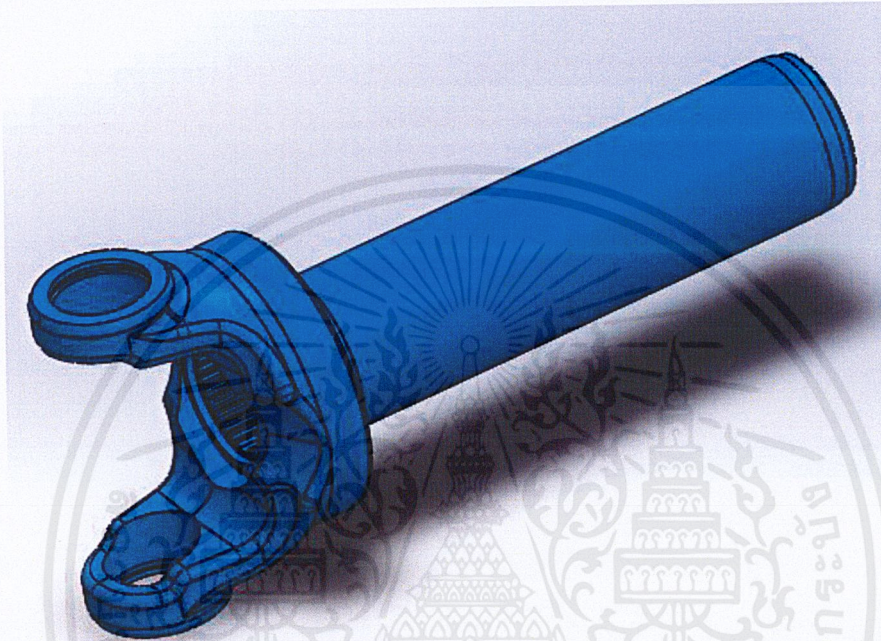
1.3 ในกระบวนการผลิตนั้นเนื่องจากขนาดที่แตกต่างกันมาก ทำให้ยังใช้ Jig Fixture เดิมอยู่การออกแบบที่ไม่สมดุลจะส่งผลต่อ การออกแบบการบาลานซ์ใหม่ เพราะระยะที่ยึดออกมาจากเดิมนั้นไม่เท่ากัน

Purpose Dimension(4 inch)	
Trial Yoke-Yoke length (mm) - L1	1293.000
Tube Yoke1 Length (mm) - L2	59.000
Tube Yoke2 Length (mm) - L3	59.000
Tube Length (mm) - L4	1175.000
Slip Yoke Length (mm) - L5	245.000
Flange Yoke Length (mm) - L6	71.100
Trial Entire Length (mm) - L7*	1609.100
Diff Length [L7 - L7*] (mm)	0.000

ตารางที่ 8 แสดงการจัดสรรความยาวเพลาใหม่

3.5 การออกแบบ Slip Yoke

หลังจากทราบระยะที่ต้องนำมาเพิ่มในการออกแบบหูของ Slip Yoke ให้ยาวขึ้นต่อมาจึงต้องมาพิจารณาถึงข้อกำหนด ขอบเขตในการออกแบบ ลักษณะพื้นฐานของชิ้นงาน ข้อกำหนดหรือเกณฑ์ในการตัดสินคุณภาพชิ้นงานที่ออกแบบว่าผ่านหรือไม่ผ่านมาตรฐาน



ภาพที่ 49 Slip Yoke เดิมที่ใช้เป็นพื้นฐานในการออกแบบ

จากรูปเป็นชิ้นงาน Slip Yoke ของเพลลา P60A ในปัจจุบัน โดยด้านหูนั้นเป็นส่วนที่ใส่ข้อต่อ Universal joint ส่วนด้านที่มี Spline จะล็อกไว้กับส่วนส่งกำลังจากเครื่องยนต์ด้านหน้าถ่ายกำลังผ่าน Spline สู่ออกและผ่านเข้าสู่ Dog bone

ข้อจำกัดการออกแบบ

- 1.ยังคงกำหนดให้ใช้ วัสดุ S45C Forging เหมือนเดิมโดยไม่ต้องการเปลี่ยน ชัฟฟลายเออร์
- 2.ไม่สามารถเปลี่ยนแบบ Cross hole summary
- 3.ทุกการออกแบบชิ้นงานใหม่ต้องมี FEA รองรับ โดยใช้มาตรฐาน ดาน่า
- 4.ใช้คุณสมบัติวัสดุถูกต้องตามกำหนดไว้ใน PPAP
- 5.FEA ต้องผ่านทั้ง ข้อหนดของ ดาน่า ข้อกำหนดของลูกค้าหรือทั้งคู่
- 6.FEA การทดสอบความล้าต้องรอบการหมุนมากกว่าจุดที่ทำนายว่าจะพังตามข้อกำหนด30-300 %
- 7.การออกแบบให้คง Parting line ไว้
- 8.น้ำหนักโดยรวมไม่เกินเพลารุ่นเดิม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกณฑ์ความแข็งแรงที่ใช้ในการทดสอบ

ใช้การทดสอบความล้าเป็นหลัก

Dana Standard

1. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1630 Nm – 100K cycle
2. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1430 Nm – 500K cycle

Nissan requirement

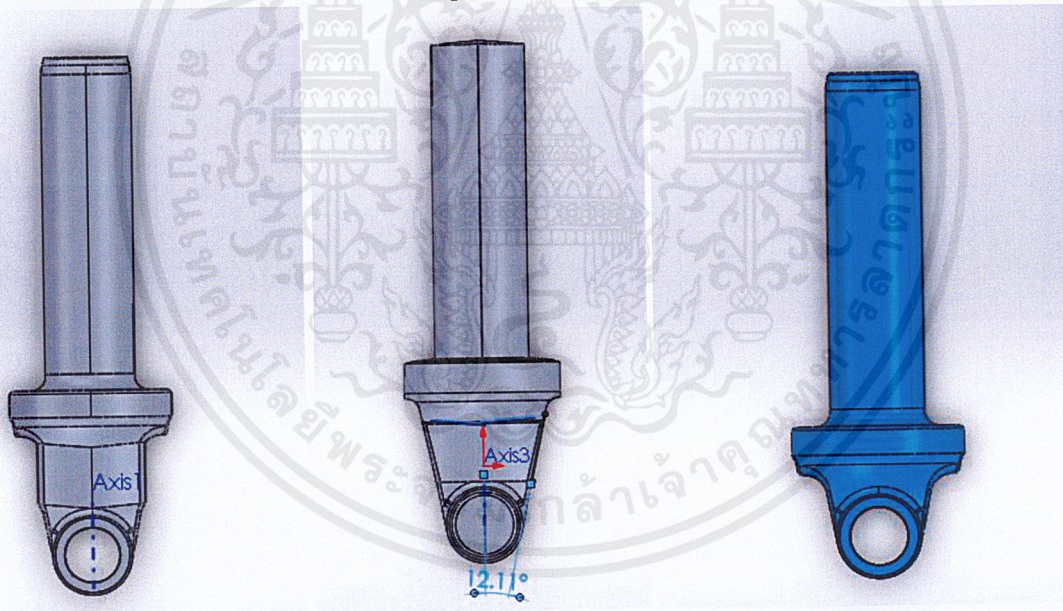
3. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1850 Nm – 35K cycle

วิธีการออกแบบ

การออกแบบครั้งที่ 1

เนื่องจากเงื่อนไขการออกแบบต้องการให้มีน้ำหนักน้อยที่สุดจึงสามารถทำได้ 2 วิธีคือการยึดส่วนหุให้ยาวออกเป็นมุมตรง หรือยึดส่วนSplineออก

- 1.สร้างแบบ 3D จาก Slip Yoke โดยยึดหุออกมาตรงๆ อีก 30 mm.



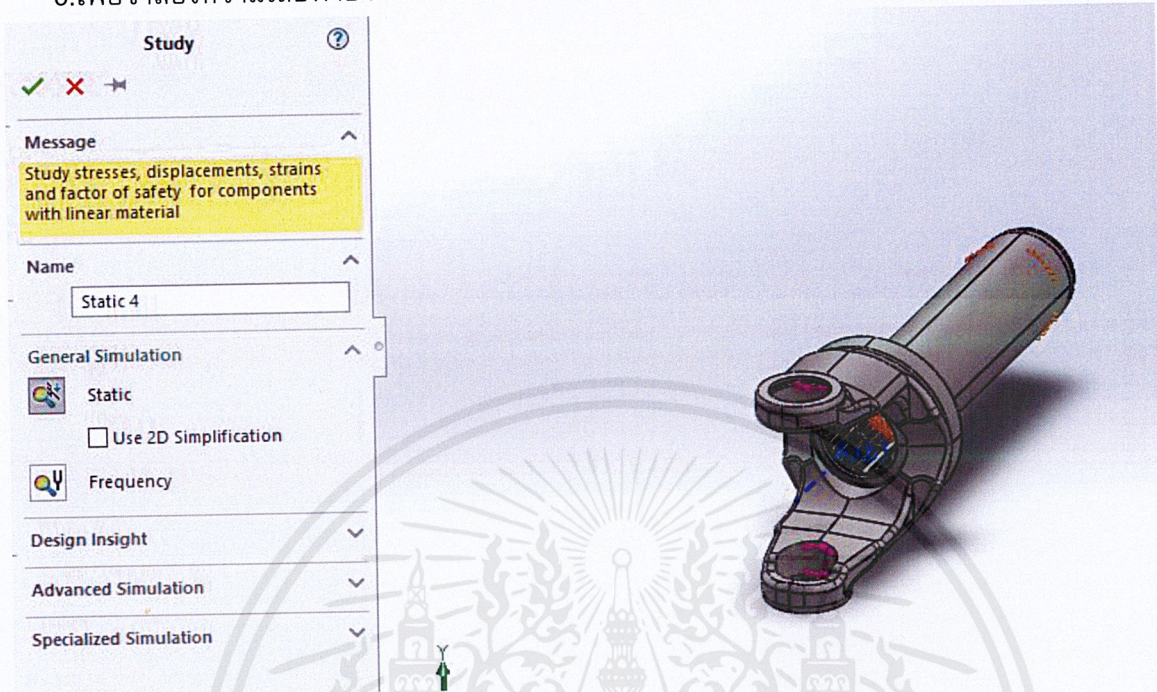
ภาพที่ 50 เปรียบเทียบ Slip Yoke ยึดหุแบบตรง ทำมุม และต้นแบบ

2.จำลองความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการล้า โดยการ Simulation ด้วยโปรแกรม SolidWorks

1. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1630 Nm – 130K cycle (+30%)
2. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1430 Nm – 650K cycle (+30%)
3. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1850 Nm – 45.5K cycle (+30%)

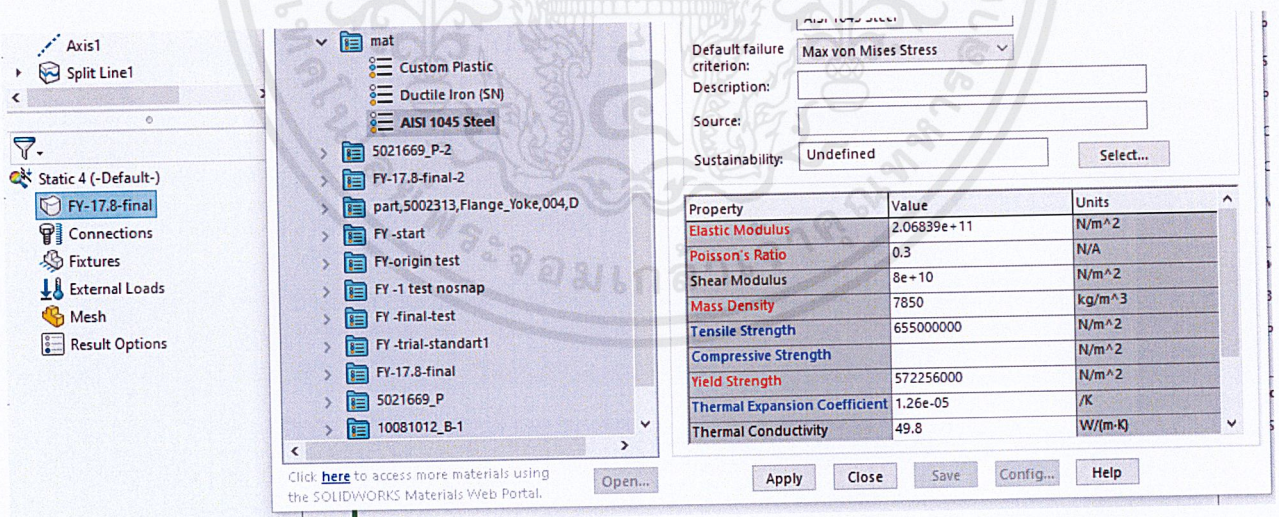
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เพื่อจำลองความเสียหายจากการล้า ต้องมีการทำ Static simulation ก่อน



ภาพที่ 51 เลือกโหมด simulation แบบ Static

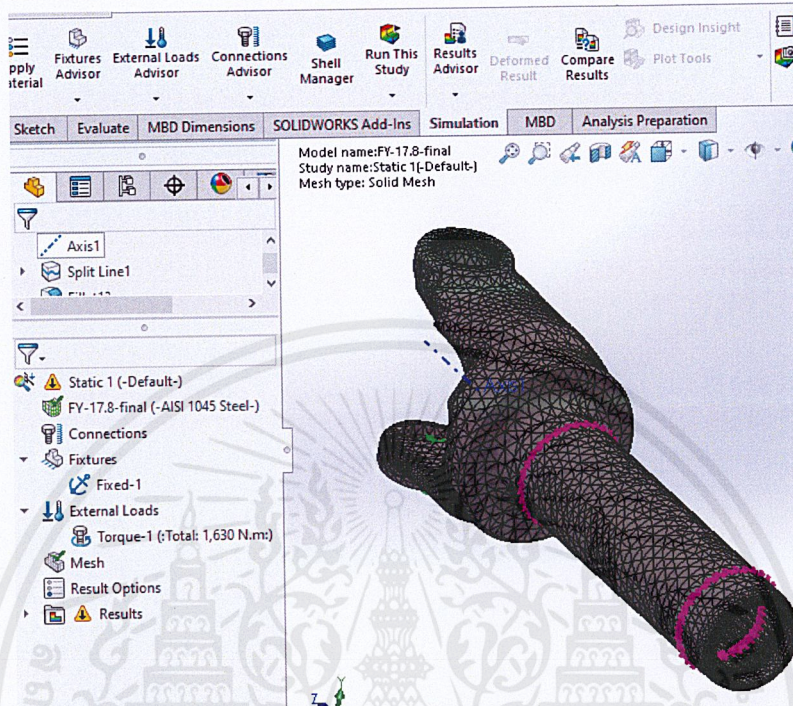
4. คลิกเลือกวัสดุ สร้าง Library ใหม่ตั้งชื่อวัสดุจากนั้นใส่ข้อมูลคุณสมบัติของวัสดุที่ถูกต้องลงไป



ภาพที่ 52 สร้างคลังเก็บคุณสมบัติวัสดุเพื่อ simulation

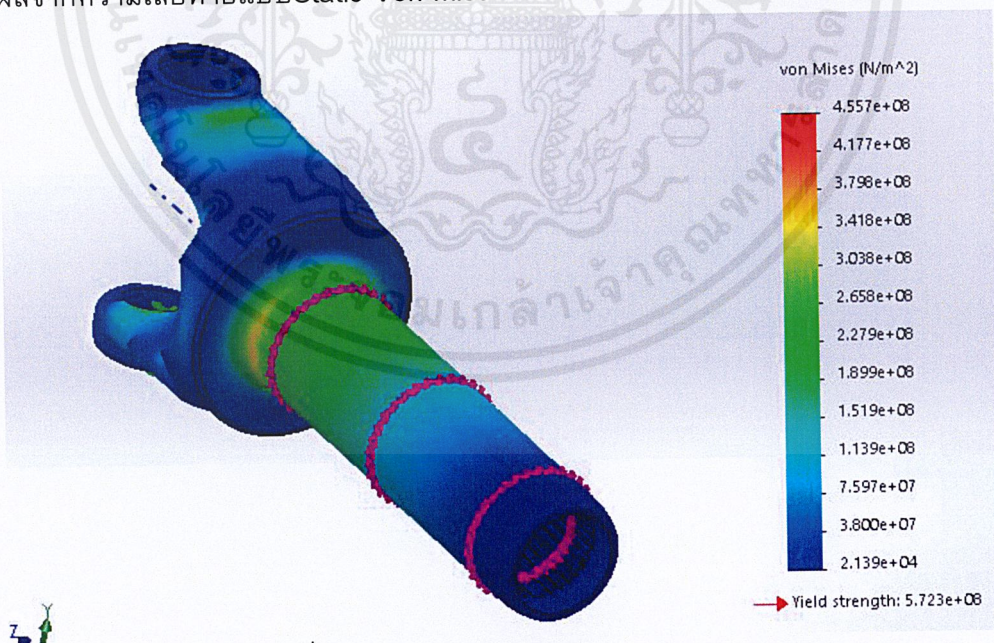
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.เลือกชนิด Fixture สร้างแกนการหมุน ใส่ External Loads แบบTorque ขนาด 1430 Nm จากนั้นเลือกขนาดMesh และคลิก Run



ภาพที่ 53 Slip Yoke ที่ทำการเมชแล้ว

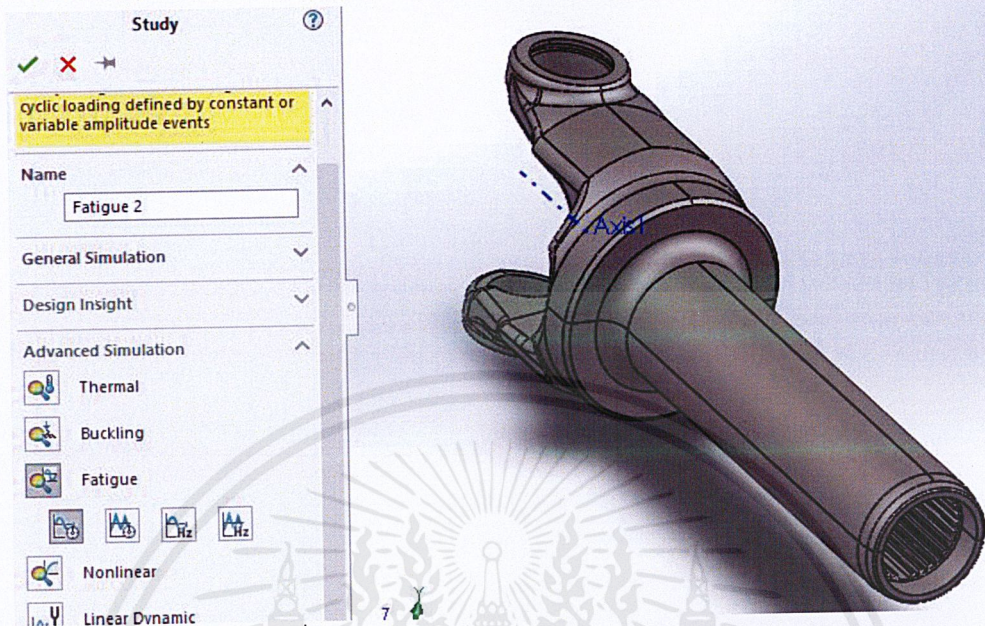
6.อ่านผลจากความเสียหายแบบStatic Von miss



ภาพที่ 54 ผลจากการ simulation แบบ Static

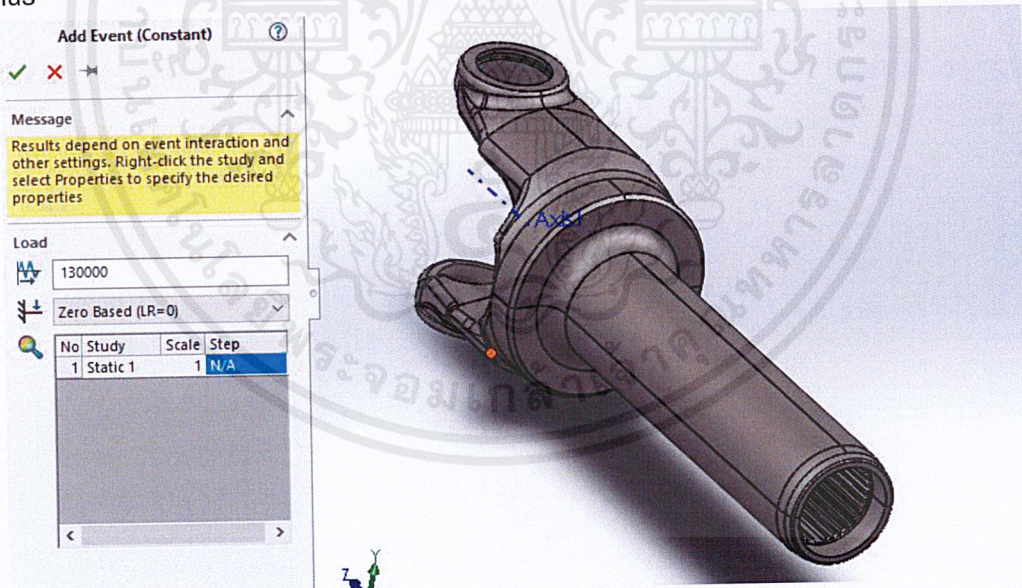
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. เลือก New study Fatigue constant amplitude event



ภาพที่ 55 เลือกโหมด simulation แบบ Fatigue

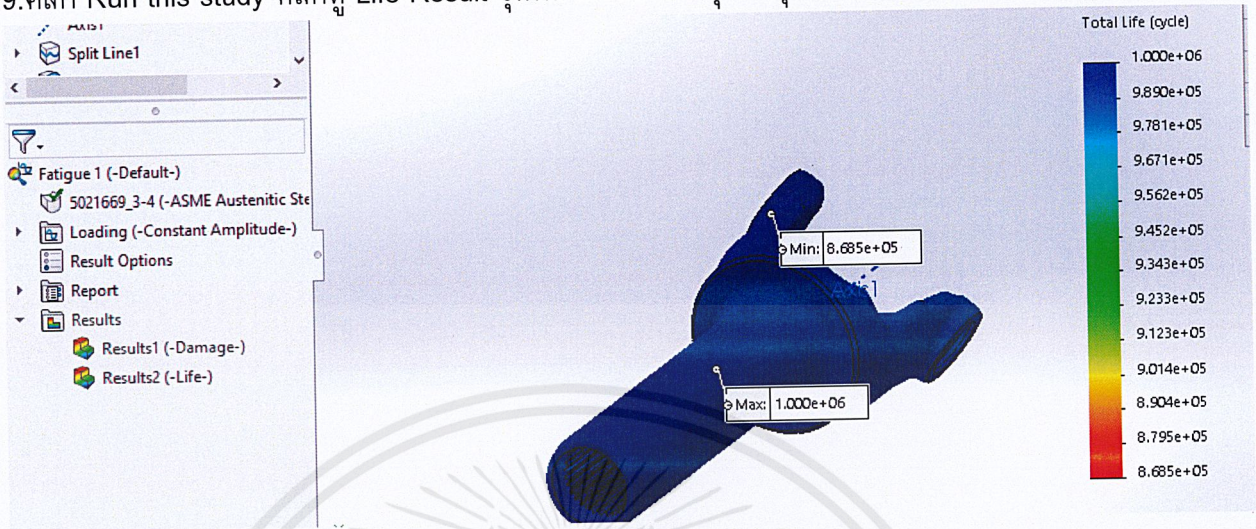
8. เลือก Add Event กำหนดจำนวนรอบ ที่ 130000 รอบ เลือก S-N Curve derive from Material Elastic Modulus



ภาพที่ 56 กำหนดจำนวนรอบในการทดสอบ Fatigue

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9.คลิก Run this study คลิกดู Life Result จุดที่มีวงจนาการหมุนต่ำสุดคือ 868500 รอบผ่านเกณฑ์



ภาพที่ 57 ผลการทดสอบ Fatigue

ผลจำนวนรอบที่เกิดความเสียหายจากความล้าจากการออกแบบครั้งที่ 1 จากการ Simulation ด้วยเงื่อนไขต่างๆได้ผลดังนี้

Torque (Nm)	Standard Minimum Cycle Life	Minimum Cycle life	Pass a Criterion
1,630	130,000	868,500	Yes
1,430	650,000	195,500	No
1,850	45,500	-	-

ตารางที่ 2 แสดงขนาดของเอลิเมนต์เทียบกับค่า von mises stress

จากตารางที่ 2 จะพบว่าการออกแบบแบบที่ 1 ไม่ผ่านเกณฑ์ ความล้าที่ 2 จึงไม่ได้ทำการจำลองความล้าต่อ

การออกแบบครั้งที่ 2

เนื่องจากเงื่อนไขการออกแบบต้องการให้มีน้ำหนักน้อยที่สุดจึงทำการยึดยึดส่วน Spline ออกมาตรงๆ อีก 30 mm. จากนั้นให้ทอร์คแก่ Spline จนถึง 25 mm ก่อน Welch plug



ภาพที่ 58 SY ที่ทำการยึดหุออก

หลังจากออกแบบ 3D แล้วก็ทำกระบวนการนี้ ซ้ำเดิมตามเงื่อนไขความล้าทั้ง 3 แบบ

ผลจำนวนรอบที่เกิดความเสียหายจากความล้าจากการออกแบบครั้งที่ 2

จากการ Simulation ด้วยเงื่อนไขต่างๆ ได้ผลดังนี้

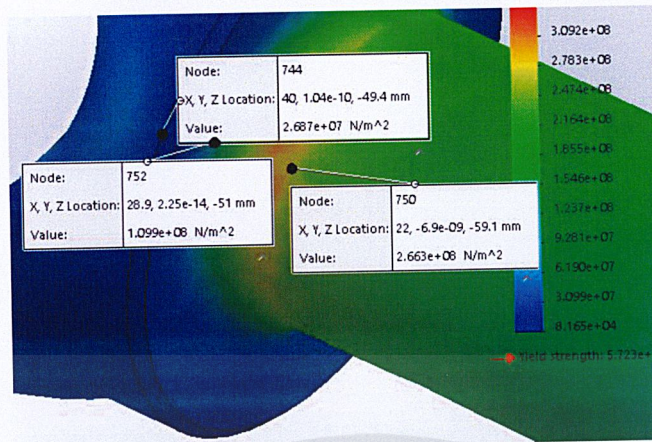
Torque (Nm)	Standard Minimum Cycle Life	Minimum Cycle life	Pass a Criterion
1,630	130,000	∞	Yes
1,430	650,000	752,600	Yes
1,850	45,500	∞	Yes

ตารางที่ 9 จำนวนรอบที่เกิดความเสียหายจากความล้า

การวิเคราะห์ meshing

การใช้โปรแกรม SOLIDWORKS ในการ Simulation ชิ้นงาน โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ หลังจากสร้างแบบจำลอง ให้ข้อมูลและคุณสมบัติวัสดุ เลือกรูปแบบการยึดจับ และให้แรงหรือการเคลื่อนไหวกับชิ้นงาน สิ่งที่ต้องทำเป็นลำดับถัดไปคือ Meshing ซึ่งเป็นการแบ่งชิ้นงานออกเป็นเอลิเมนต์ย่อยๆ หลังจากนั้นโปรแกรมจะทำการหาคำตอบด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งยิ่ง Meshing เล็กก็สามารถทำนายความเสียหายได้แม่นยำ แต่เมื่อเล็กไปจนถึงระดับหนึ่งแล้ว ก็จะแทบไม่ส่งผลกระทบต่อการทำนาย ซึ่งการวิเคราะห์นี้เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมนั่นเอง โดยการวิเคราะห์ครั้งนี้ใช้ตัวอย่าง จากแบบจำลอง Static การใส่ Torque ให้แก่ Slip Yoke 1630 Nm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาพที่ 59 เลือกจุดที่วัด Stress

Mesh (mm)	Stress Location x, y, z (MPa)		
	22, -6.9e-09, -59.1	28.9,2.25e-14, -51	40,1.04e-10, -49.4
80	26.87	10.89	23.06
40	24.78	10.94	40.1
20	26.63	10.99	26.87
10	25.08	10.64	25.97
5	27.48	10.93	24.45
4	27.1	10.83	24.88
3	26.51	10.92	23.77
2	25.02	10.8	24.54
1	27.22	10.92	24.62

ตารางที่ 10 Stress จากการวิเคราะห์ Mesh

จากตารางแสดงผลจะเห็นได้ว่าในช่วงแรกนั้น mesh ขนาด 80 40 20 มีการแกว่งของค่าค่อนข้างมาก จากตัวเลขที่ทาสีแดงไว้ และเห็นได้ว่า Stress ค่อนข้างนิ่ง หลังจาก Mesh 5 mm ลงมาถึง 2.5 นั้นช่วง Mesh ที่แนะนำคือ 2.5-5 mm ซึ่งผลวิเคราะห์ทำในแบบ Curve mesh และผู้จัดทำได้ใช้ Mesh ขนาด 5 mm แบบ Curvature base mesh ซึ่งเป็นการแบ่งเมชผิวโค้งทำให้วิเคราะห์พื้นที่ผิวโค้งได้ง่ายขึ้น

3.6 การออกแบบ Flange Yoke

การออกแบบ Flange Yoke นั้นแตกต่างจากการออกแบบ Slip Yoke โดยสิ้นเชิงเนื่องจากการยึดหูของแฟลงค์นั้นเนื่องจากวัสดุเป็นเหล็กหล่อ Ductile iron Grade D100-65-03 ซึ่งแตกหักง่ายกว่าฝั่ง Slip

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Yoke มากดังนั้นจึงต้องใช้การวิเคราะห์รูปร่าง ส่วนรับแรง จุดที่น่าจะเป็นจุดวิกฤติ นอกจากนี้ยังไม่สามารถให้มีน้ำหนักมากเกินไปอีกด้วย



ภาพที่ 60 Flange Yoke ต้นแบบ

จากรูปเป็นชิ้นงาน Flange Yoke ของเพลลา P60A ในปัจจุบัน โดยด้านหนึ่งเป็นส่วนที่ใส่ข้อต่อ Universal joint ซึ่งต่อเข้ากับ Dog bone ส่วนอีกด้านเป็น Pilot guide ที่ใช้โบลท์ขันต่อเข้ากับส่วน Axle ของรถยนต์

ข้อกำหนดการออกแบบ

- 1.ยังคงกำหนดให้ใช้ วัสดุ Ductile iron Grade D100-65-03 เหมือนเดิมโดยไม่ต้องการเปลี่ยน ซีพพลายเออร์
- 2.ไม่สามารถเปลี่ยนแบบ Cross hole summary
- 3.ทุกการออกแบบชิ้นงานใหม่ต้องมี FEA รองรับ โดยใช้มาตรฐาน ดาน่า
- 4.ใช้คุณสมบัติวัสดุถูกต้องตามกำหนดไว้ใน PPAP
- 5.FEA ต้องผ่านทั้ง ข้อกำหนดของ ดาน่า ข้อกำหนดของลูกค้าหรือทั้งคู่
- 6.FEA การทดสอบความล้าต้องรอบการหมุนมากกว่าจุดที่ทำนายว่าจะพังตามข้อกำหนด30-300 %
- 7.การออกแบบให้คง Parting line ไว้
- 8.น้ำหนักโดยรวมไม่เกินเพลารุ่นเดิม
- 9.มุมของหูไม่เกิน 7 องศาเนื่องจากจะส่งผลกระทบต่อรูของโบลท์
- 10.ต้องมี Pilot Guide เสมอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกณฑ์ความแข็งแรงที่ใช้ในการทดสอบ

ใช้การทดสอบความล้าเป็นหลัก

Dana Standard

1. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1630 Nm – 100K cycle
2. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1430 Nm – 500K cycle

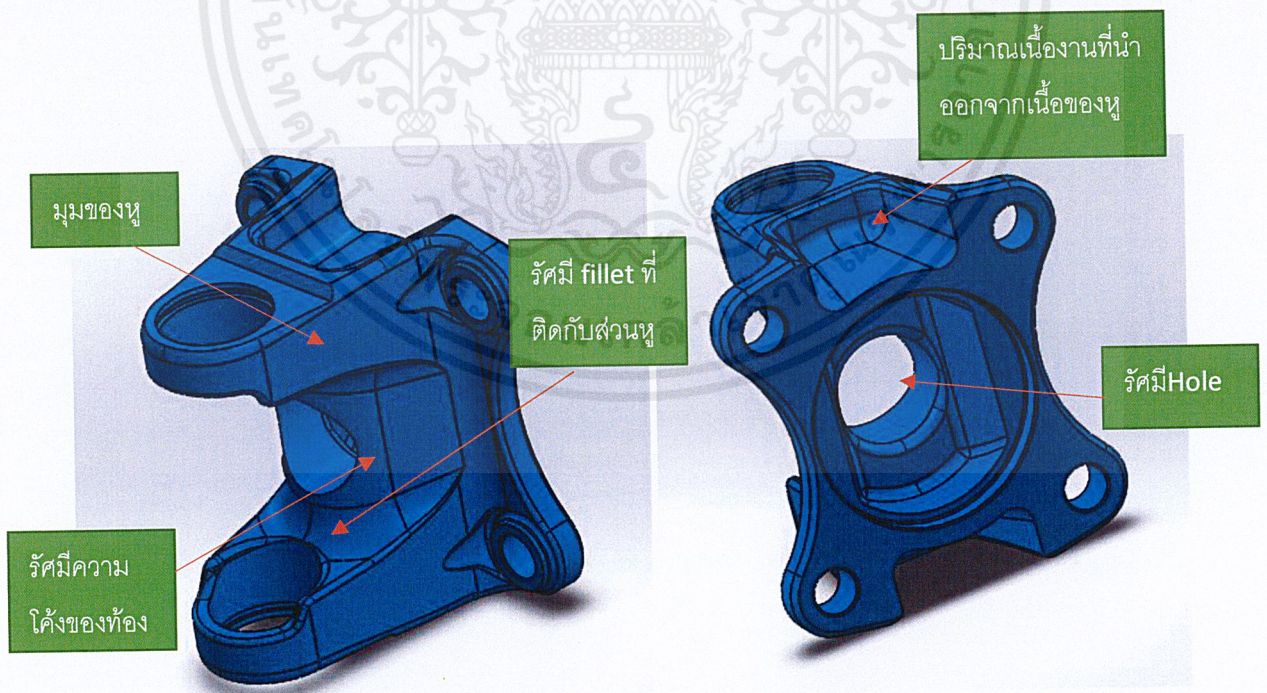
Nissan requirement

3. Bi-directional Torsional Fatigue Test 1850 Nm – 35K cycle

โดยจากการวิเคราะห์ความล้าของ SY ทำให้รู้ว่า Test 1430 Nm – 500K cycle เป็นขอขวดที่ผ่านยากที่สุด ดังนั้นจึงใช้การวิเคราะห์ความล้าแบบนี้เป็นหลัก

วิธีการออกแบบ

จากการพูดคุยปรึกษากับวิศวกรออกแบบ ปรากฏว่าเคยมีกรณีต้องยืดหูให้ยาวขึ้นมาแล้วแต่ Part ชิ้นนี้เป็นของโปรแกรม 1350 จึงไม่สามารถใช้ร่วมกันได้ โดยจากเดิมระยะของแฟลนจ์เราอยู่ที่ $41.1 + 30 = 71.1$ mm. ซึ่งชิ้นงานที่นำมาเป็นแนวทางนี้ ยาว 67.2 mm ซึ่งถือว่าใกล้เคียงนำมาใช้อ้างอิงได้นอกจากนี้ Flange Yoke รุ่นนี้ยังเป็นตัวอย่างของการลดเนื้องานที่ไม่จำเป็นเพื่อลด ต้นทุนและน้ำหนักเพลาด้วย

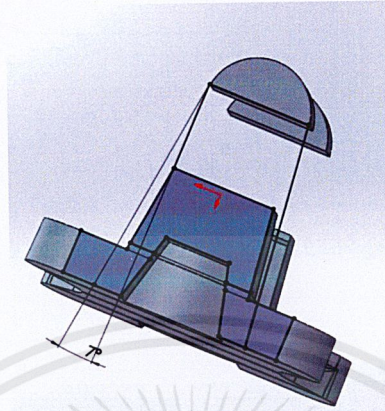


ภาพที่ 61 ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อการออกแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อความแข็งแรงของ Flange Yoke

1. มุมของหู Yoke



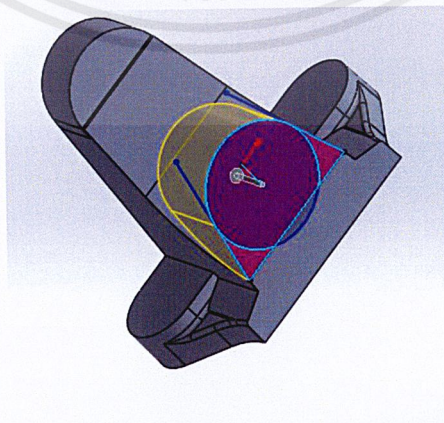
ภาพที่ 62 มุมของหู FY

จากการสร้างแบบจำลองพบว่ามุมของหูนั้นมีผลต่อ ค่า stress ค่อนข้างมากโดยเฉพาะเมื่อมุมของหู จำกัดไว้ที่ 7 องศาเพราะอาจส่งผลต่อร่องโบลท์ได้จากการตั้งเกณฑ์ที่ Fatigue Test 1430 Nm – 650K cycle นั้นสามารถประเมินอย่างคร่าวๆได้ว่า ถ้าค่า von mises stresses ไม่เกิน 400 MPa จะผ่านเกณฑ์ได้ โดยองศาของหูนี้ได้ทดลองลดมุมพบว่าความหนาของหูได้รับผลกระทบจึงมีอายุใช้งานที่สั้น

Yoke Angle(°)	Von mises stresses (MPa)	Life Cycle(rev)
7	394.5	664,300
6	383.3	607,800
5	397.2	395,700
4	412.8	124,600

ตารางที่ 11 Stress จากการวิเคราะห์ Mesh

2. รัศมีความโค้งของท่อน



ภาพที่ 62 รัศมีความโค้งของท่อน FY

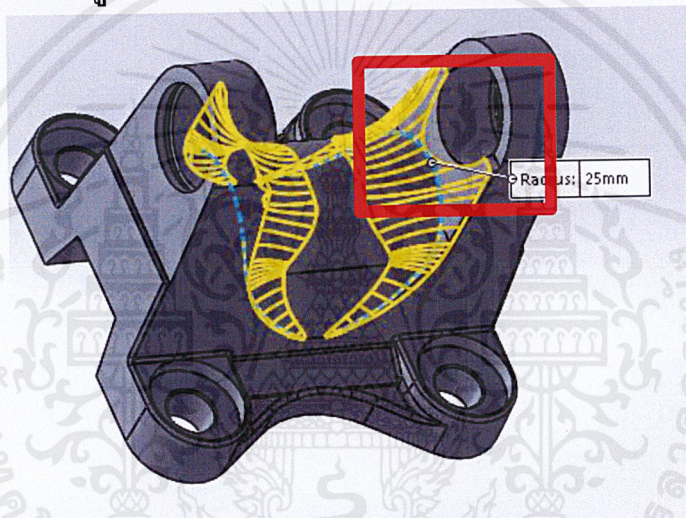
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Curve Radius(mm)	Von mises stresses (MPa)
19	421.0
20	408.3
21	399.2
22	394.5

ตารางที่ 12 Stress จากการวิเคราะห์ Mesh

รัศมีความโค้งถ้าดูจากตารางจะทราบว่ายิ่งมากยิ่งรับแรงน้อยลงแต่อย่างไรก็ตามรัศมีความโค้งนี้ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย ทั้งมุมของหูที่จำกัดจึงจำกัดรัศมีลงไปด้วย อีกอย่างคือ ความสูงของวงกลม ถ้าสูงเกินไปจะมีผลต่อ Cross Hole ได้ ดังนั้น รัศมี 22 mm ถือว่าเป็นรัศมีมากที่สุดแล้วจากมุมหู 7 องศา

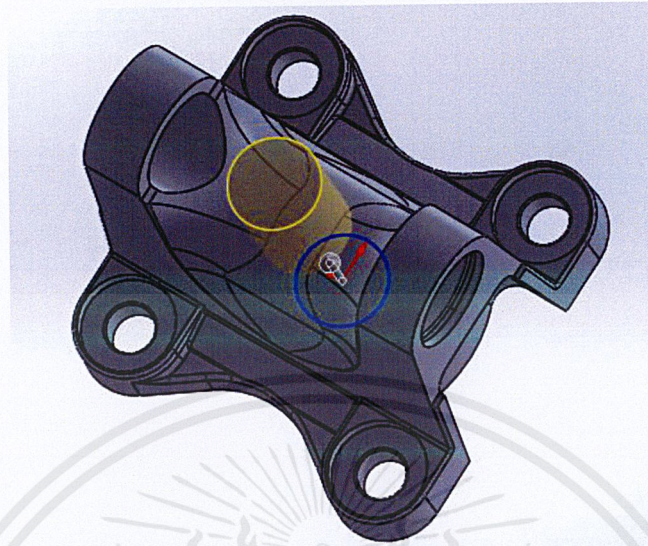
3. รัศมี fillet ที่ติดกับส่วนหู



ภาพที่ 63 รัศมี fillet ที่ติดกับส่วนหูFY

Fillet ที่บริเวณติดกับหูนี้ไม่มีขนาดที่แน่นอนแต่จากการทดลองมีผลเป็นนัยสำคัญอย่างมาก แต่จะเห็นได้ว่าในกรอบสีแดงนั้น fillet ได้เพิ่มพื้นที่และรับภาระส่วน Yoke ถึงแม้ว่าจะทำให้งานผ่านการทดสอบความล้าได้อย่างง่ายดาย แต่เนื่องจาก Cross hole ไม่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ดังนั้นจึงไม่ควรเลือกใช้ โดยมุมหู 7 องศา รัศมีโค้งท่อน 22 mm นี้ รัศมี Fillet สูงสุดคือ 17 mm.

4.รัศมีHole



ภาพที่ 64 รัศมี รูเจาะทะลุFY

Hole radius(mm)	Von mises stresses (MPa)	Life Cycle(rev)
13	399.2	638,200
14	394.8	654,100
15	394.5	664,300
16	392.4	657,800
17	394.8	648,600

ตารางที่ 13 Stress จากการวิเคราะห์ Mesh

จากตารางจะเห็นได้ว่าค่าความเค้นจากการเปลี่ยนขนาดรูนั้นไม่ได้มีการเปลี่ยนแปลงมากนัก แต่รูรัศมีขนาด 15 นั้นมีอายุการใช้งานของ Flange Yoke มากที่สุด

นอกจากตัวปัจจัยเหล่านี้แล้วยังมีปัจจัยอื่นๆอีกที่ส่งผลต่อ อายุของชิ้นงานแต่อาจไม่โดดเด่นนัก นอกจากนี้ยังมีการเอาเนื้อวัสดุบางส่วนออกเพื่อลดน้ำหนักของเพลลาขับโดยรวม บางจุดอาจไม่มีผลกระทบเลย แต่บางจุดเช่นรูตรงกลางมีผลมากต่ออายุใช้งานถ้าไม่มีรูจะเกิดความเค้นมากกว่านี้

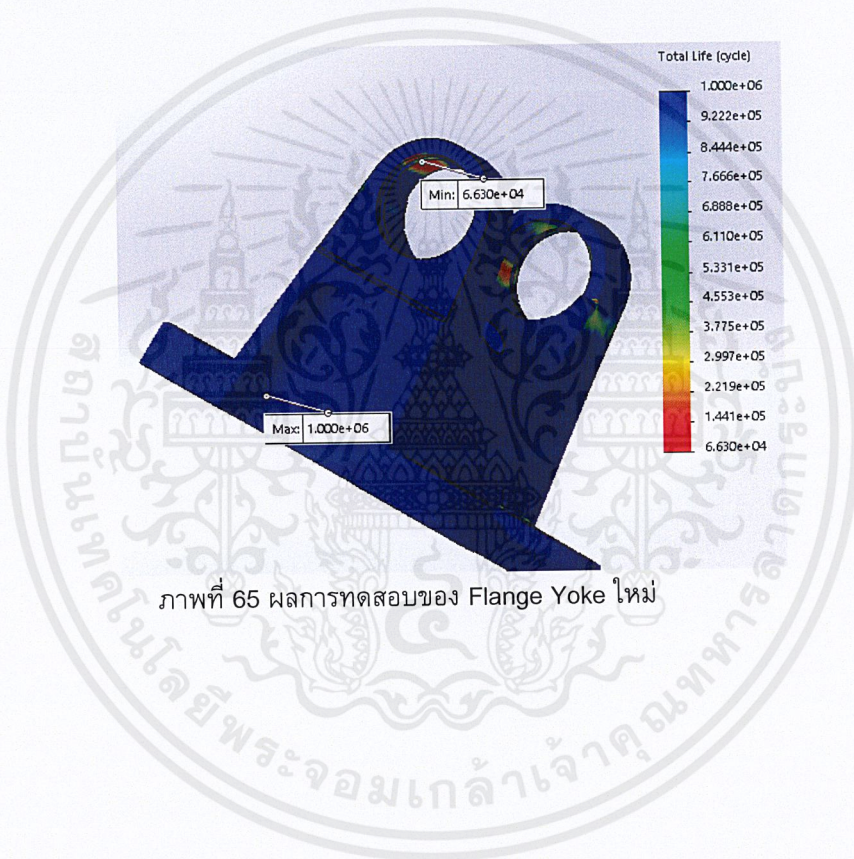
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลจำนวนรอบความเสียหายจากความล้า

จากการ Simulation ด้วยเงื่อนไขต่างๆ ได้ผลดังนี้

Torque (Nm)	Standard Minimum Cycle Life	Minimum Cycle life	Pass a Criterion
1,630	130,000	263,200	Yes
1,430	650,000	664,300	Yes
1,850	45,500	107,700	Yes

ตารางที่ 14 Stress จากการวิเคราะห์ Mesh



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการดำเนินงาน

4.1 ผลจากสหกิจศึกษา

เนื่องจากเป็นโปรเจกต์ที่เกี่ยวกับการออกแบบผลิตภัณฑ์ ดังนั้นผลลัพธ์ที่ได้คือชิ้นส่วนเพลลาขับรถยนต์สามชิ้นประกอบไปด้วย

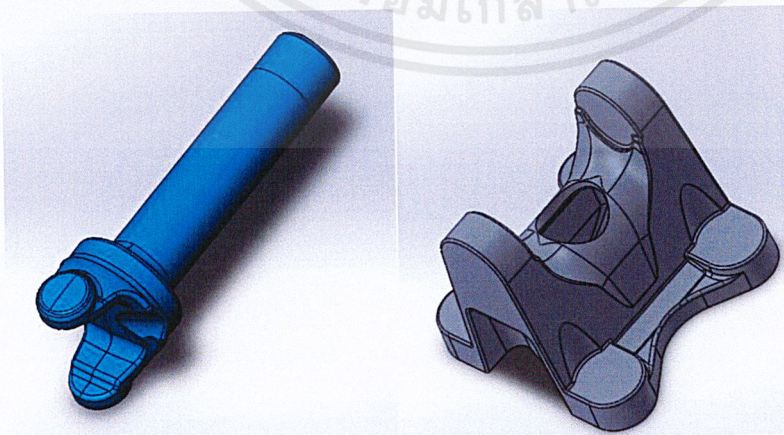
1. Dog bone อลูมิเนียมซึ่งมี safety factor ของความเร็ววิกฤติ เป็น 25 % ของความเร็วสูงสุดที่รถขับเคลื่อน โดยลดความยาวของ Dog Bone ลงจาก 1353 mm. เป็น 1293 mm. และลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลงจาก 4.5 นิ้วเป็น 4 นิ้ว โดยการลดขนาดของท่ออลูมิเนียมนี้ส่งผลให้น้ำหนักโดยรวมของเพลลาขับลดลง และยังสามารถใช้ Tube Yoke ทั้งสองด้านด้วย Part เดียวกันกับเพลลาขับ Variation อื่นๆในรุ่น 1330 นี้

2. Slip Yoke ซึ่งมีการเพิ่มความยาวขึ้นเพื่อรองรับ ความยาวที่ลดลงของ Dog Bone โดยมีการเพิ่มความยาวของจากขอบส่วนฟัน Spline ถึง Cross Hole อีก 30 mm. จาก 215 mm. กลายเป็น 245 mm. โดย Slip Yoke นี้สามารถรองรับความล่าตามมาตรฐานดำน่า สไปเซอร์และ Nissan motor ได้

3. Flange Yoke ซึ่งมีการเพิ่มความยาวจากฐานถึง Cross Hole อีก 30 mm.เช่นกัน โดยเปลี่ยนความยาวจาก 41.1 mm. เป็น 71.1 mm. และผ่านมาตรฐานของทั้งสองบริษัทเช่นกัน

4.2 ผลจากการออกแบบผลิตภัณฑ์ใหม่

เนื่องจากการออกแบบเพลลาขับใหม่ที่นำมาใช้แทนท่อขนาดเก่า ดังนั้นประโยชน์ที่ได้รับอย่างแรกคือการลดความยุ่งยากลงเนื่องจาก ปัจจุบัน ดำน่าสไปเซอร์กำลังหาผู้ผลิตท่ออลูมิเนียมรายใหม่ เมื่อท่อที่ใช้เป็นขนาดเดิมนักหมดจึงลดความยุ่งยากในการเสนอราคาลง รวมถึงการหาผู้ผลิตก็ลดเงื่อนไขลงด้วยนอกจากนี้เพลลาที่เล็กลงก็ส่งผลต่อน้ำหนักการบรรทุก การขนส่ง และบรรจุภัณฑ์



ภาพที่ 66 Raw Material ที่ต้องออกแบบเพิ่มเติมเพื่อเสนอราคา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ผลประโยชน์ที่ได้รับในอีกทางหนึ่งคือราคาของเพลาชั๊ปที่ลดลงถึงแม้ว่า น้ำหนักของ Raw Material โดยรวมจะเพิ่มขึ้นก็ตาม แต่น้ำหนักส่วนที่เพิ่มคือน้ำหนักของเหล็ก ส่วนน้ำหนักที่ลดลงเป็นน้ำหนักของอลูมิเนียม

Item	Part Description	Former Part	Old Weight (kg)	Changed Part	New weight (kg)
1	Slip Yoke Raw Forging	5021666	3.96	-	4.38808
2	Tube Yoke	5016407	0.93	5016881	0.85
3	Tube	36-38-32-1193 Ø (115.3 × 2.16)	2.381228	32-38-12-1175 (101.6 × 2.16)	2.06489
4	Tube Yoke	F3-28-519	0.96	5016882	0.85
5	Flange Yoke Casting	5002312	1.35	-	1.60249
		รวม	9.581228	รวม	9.75546

ตารางที่ 15 น้ำหนักของวัตถุดิบที่เกิดการเปลี่ยนแปลง

จากการประมาณค่าของฝ่ายจัดซื้อ ตามน้ำหนักในตาราง พบว่าต้นทุนในการผลิตเพลาชั๊ป อลูมิเนียม Variation นี้ลดลงประมาณ 1.5 ดอลลาร์ต่อเพล่า โดยมีการผลิตเพลารุ่นนี้ 7000 เพล่าต่อปี ดังนั้น ในปีนี้บริษัทจะลดต้นทุนลงประมาณ 315,000 บาทต่อปี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

โครงการงานสหกิจศึกษาการออกแบบเพลลาขับอลูมิเนียมเพื่อป้องกันความเสียหาย ณ ความเร็ววิกฤตินี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบเพลลาขับอลูมิเนียมใหม่เนื่องจาก ต้องการลดขนาดท่ออลูมิเนียม เพื่อให้สามารถใช้ท่อขนาดเดียวทั้งโปรแกรม P60A โดยการออกแบบใหม่นี้ต้องคำนึงถึง ความเร็ววิกฤติ น้ำหนักเพลารวมถึงต้นทุนที่ควรลดลงด้วย โดยใช้โปรแกรมออกแบบและวิเคราะห์ความเสียหาย ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อีลิเมนต์ในโปรแกรม Solidworks

เริ่มต้นจากการรับฟังความต้องการของผู้จัดการแผนกวิศวกรออกแบบที่เห็นช่องว่าง ว่ามี Safety Factor ของเพลารุ่นหนึ่งที่เกิดข้อกำหนดไป จึงคิดจะปรับปรุงเพลลาขับ Variation นี้ให้ลดต้นทุนลงภายใต้โปรเจค Value Add Value Engineering ซึ่งเพลานี้แตกต่างจากเพลลาอื่นในรุ่น 1330 ด้วยกันคือท่อมีขนาดใหญ่กว่า เป็น 4.5 นิ้วในขณะที่ Variation อื่นเป็น 4 นิ้ว ซึ่งการลดความซับซ้อนในการใช้ชิ้นส่วนลงถือเป็นประโยชน์ในตัว และขนาดของเพลลาอลูมิเนียมที่ลดลงส่งผลต่อต้นทุนในการผลิตค่อนข้างสูง เนื่องจากเพลลาอลูมิเนียมมีราคาแพงอยู่แล้วเพื่อแลกกับความเบา

โปรเจคเริ่มต้นขึ้นเมื่อเริ่มดำเนินการโดยการที่ตัวผู้จัดทำได้ศึกษาเกี่ยวกับความเร็ววิกฤติ เพราะความเร็ววิกฤติเป็นสาเหตุที่เพลารุ่นนี้ไม่สามารถใช้ท่อ ขนาด 4 นิ้วได้ หลังจากศึกษาจึงได้รื้อถึงปัจจัยที่มีผลต่อความเร็ววิกฤติ ได้แก่ วัสดุ ระยะระหว่าง Cross Hole ทั้งสองด้าน และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ แต่เพราะว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางถูกกำหนดเอาไว้แล้วคือ 4 นิ้ว และไม่สามารถเปลี่ยนวัสดุได้เนื่องจากความรู้จำเพาะเกี่ยวกับการเชื่อมและความเหมาะสมต่องานของวัสดุดิบ ดังนั้นจึงสามารถเปลี่ยนได้แค่ระยะระหว่างหูของ Dog Bone

เมื่อรู้ว่าต้องลดขนาดลงแล้วเพื่อหาว่าต้องลดลงเท่าใด ตามมาตรฐานของ ดาน่า สไปเซอร์ จึงได้ทำสมการล้อกับโปรแกรม Critical Analysis ของดาน่าเนื่องจากเป็นความลับจากบุคคลภายนอก และพบว่าความเร็ววิกฤตินั้นต้องมี Safety Factor เพิ่มขึ้นมา 25 % จากความเร็วสูงสุดของรถยนต์เมื่อนำไปวิเคราะห์ในตารางที่ทำไว้ใกล้เคียงกับมาตรฐานดาน่า ปรากฏว่า ต้องลดความยาว Dog Bone ลง จาก 1353 mm เป็น 1293 mm

แต่เมื่อลดความยาว Dog Bone ลง จึงต้องเพิ่มความยาวของ Flange Yoke และ Slip Yoke ด้านละ 30 mm เพื่อความสมดุลและการผลิตที่ง่ายขึ้นด้วย เมื่อมีการเพิ่มความยาวหูก็คล้ายกับการออกแบบใหม่ ดังนั้นหลังออกแบบชิ้นงานแล้ว ต้องนำมา Simulate เพื่อตรวจสอบความแข็งแรง โดยในที่นี้เกณฑ์เป็นคุณสมบัติด้านความล้า จากลูกค้ำและ ดาน่าเองออกแบบแล้วนำไปจำลองและตรวจสอบ เมื่อไม่ผ่านก็นำกลับมาแก้วนซ้ำไปเรื่อยๆจนผ่านมาตรฐานแต่นอกจากผ่านมาตรฐานแล้วยังเบาและต้นทุนลดลงด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากออกแบบทั้งสามชิ้นเสร็จเนื่องจากต้องส่งขอใบเสนอราคาของสินค้าใหม่ตั้งนั้นจึงต้องเขียนแบบ Raw Materia; ละครเขียน Drawing 2 มิติเพื่อใช้ในการติดต่อกับลูกค้าและผู้ผลิตด้วย เมื่อทำเสร็จแล้วก็ขอให้จัดซื้อหาเสนอราคาจากผู้ผลิต แต่จากน้ำหนักโดยประมาณสามารถประมาณได้ว่า ต้นทุนจะลดลงปีละ 315,000 บาทต่อปี

5.2 ข้อเสนอแนะและปัญหาที่เกิดขึ้น

ปัญหาที่เกิดขึ้น

1. ปัญหาที่เกิดขึ้นระหว่างการทำโปรเจกต์คือเรื่องเกี่ยวกับข้อมูลที่เป็นความลับเนื่องจาก เป็นแผนกเกี่ยวกับผลิตภัณฑ์โดยตรงเอกสาร ส่วนมากนั้นไม่สามารถทำการ คัดลอก แก้ไขหรือสืบค้นเพิ่มเติมได้
2. เนื่องจากงานที่เกี่ยวเนื่องกับการออกแบบตั้งนั้นควรมีเครื่องคอมพิวเตอร์บริการโปรแกรมออกแบบและโปรแกรม Simulation ต่างๆด้วย
3. ผู้จัดทำไม่สามารถทำโปรเจกต์ได้จบทันเวลาเพราะทุกคนต่างมีหน้าที่ต้องปฏิบัติในโรงงานและมีงานที่ต้องทำในระหว่างวันรวมถึงการพูดคุยเกี่ยวกับขอบเขตการทำงานให้ชัดเจนตั้งแต่ต้น

ข้อเสนอแนะ

1. ควรตกลงขอบเขตของงานสหกิจหัวข้อเรื่องให้ชัดเจนตั้งแต่เริ่มต้น เพราะจะได้มีเวลาวางแผนเกี่ยวกับตารางการทำงาน
2. หาผู้แทนที่สามารถดูแลและมีความรู้เพียงพอที่จะแนะนำในหัวข้อสหกิจที่จัดทำหลีกเลี่ยงหัวข้อที่ไม่ชัดเจน ใหญ่เกินไป หรือมีความไม่แน่นอน

เอกสารอ้างอิง

- [1] Richard G. BUDYNAS, J. Keith NISBETT. Critical Speed. Shigley's Mechanical Engineering Design Edition 10th
- [2] ปราโมทย์ เศษะอำไพ. 2555. ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อวิเคราะห์ปัญหาของแข็ง. ไฟไนต์เอลิเมนต์ในงานวิศวกรรม.
- [3] ปราโมทย์ เศษะอำไพ, สุจริตภวัตสกุล. การวิเคราะห์ปัญหาความยืดหยุ่นใน 3 มิติ. FINITE ELEMENT ANALYSIS WITH SOLIDWORKS
- [4] Paul M. Kurowski, Ph.D., P.Eng. Introduction of FEA in SOLIDWORKS Simulation. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2016
- [5] SOLIDWORKS Help. **Simulation**. SOLIDWORKS Simulation 2016. Dassault System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

